



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

MIKKO SIVEN
VEDENALAISEN HYDRAULISEN PUOMIN RANNEMEKANISMIN
SUUNNITTELU
Diplomityö

Tarkastaja: professori Jouni Mattila
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 9. joulukuuta
2015

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

SIVEN, MIKKO: Vedenalaisen hydraulisen puomin rannemekanismin suunnittelu

Diplomityö, 45 sivua, 3 liitesivua

Marraskuu 2015

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Jouni Mattila

Avainsanat: Vedenalainen hydraulikka, siipitoimilaite, hydraulinen rannemekanismi

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston Hydraulikan ja automatiikan laitoksella. Työn tarkoituksena oli suunnitella ja mitoittaa annetut vaatimukset täyttävä hydraulisia siipitoimilaitteita käyttävä rannemekanismi. Toimilaitteiden vaatimuksena on kestää vedenalaista käyttöä noin 100m syvyyksiin asti.

Mitoituksen perusteella valitaan sopivat komponentit, sekä konstruktiosta piirretään CAD-malli SolidWorks-ohjelmalla. Erityistä huomiota kiinnitetään hydraulikomponenttien vedenalaisuuden luomiin haasteisiin, sekä niiden ratkaisemiseen.

Mitoituksen perusteella otetaan kantaa laitteen toimintaan annetut alkuarvot, sekä mahdolliset käyttökohteet huomioiden. Myös laitteen nivelkohtien laakerointi, sekä tiivistys käydään yksityiskohtaisesti lävitse.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

SIVEN, MIKKO: Design of hydraulic underwater robotic arm

Master of Science Thesis, 45 pages, 3 Appendix pages

November 2015

Major: Fluid Power

Examiner: Professor Jouni Mattila

Keywords: subsea hydraulics, vane actuators, hydraulic robotic arm

This thesis is written at Tampere University of Technology in the department of Intelligent Hydraulics and Automation. Thesis is about design and measure underwater hydraulic robotic arm which uses hydraulic vane actuators. All actuators must be water sealed for depths up to 100m.

Components are chosen and measured to fulfill the requirements and CAD-model is made by SolidWorks. One of the main goals is to research what kind of structures and hydraulic systems are used in underwater subsea systems.

Final goal is to analyse the measurements and the whole robotic arm and to find applications where hydraulic robotic arms would be used. Also the bearings and the sealings used are described more detailed.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston hydrauliteknikan pääaineeseen. Työn tarkoituksena oli suunnitella ja mitoittaa annetut vaatimukset täyttää hydraulisen puomin päähän sijoitettava sarjaan liitetyillä siipitoimilaitteilla toteutettu rannemekanismi.

Tässä diplomityössä käydään läpi vedenalaisuuden vaikutusta hydraulikomponenttien sekä hydraulijärjestelmien valintaan, sekä käydään tarkemmin läpi siipitoimilaitteen rakennetta, sekä siipitoimilaitteista muodostuvan rannekanismin mitoitusta.

Diplomityön aiheesta, sekä nopeasta aikataulusta kiitos Tampereen teknillisen yliopiston Hydraulikan ja automatiikan laitoksen professori Jouni Mattilalle.

Tampereella 1.11.2015

Mikko Siven

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	1
2	VEDENALAISET HYDRAULIKÄYTÖT.....	3
2.1	Hydrostaattinen paine.....	3
2.2	Vedenalaisuudesta johtuvat materiaalivalinnat toimilaitteissa.....	7
2.3	Vedenalaiset hydraulikoneikot.....	10
3	RANNEMEKANISMIN TOTEUTUS.....	13
3.1	Kolmen vapausasteen rannemekanismi.....	13
3.2	Siipitoimilaite rannemekanismiin toimilaitteena.....	15
4	RANNEMEKANISMIN SUUNNITTELU.....	20
4.1	Koura.....	21
4.2	Osa A.....	21
4.3	Kiertosiipitoimilaite.....	24
4.4	Osa B.....	25
4.5	Nostosiipitoimilaite.....	26
4.6	Osa C.....	27
4.7	Kääntösiipitoimilaite.....	29
4.8	Osa D.....	29
4.9	Anturit ja tiivisteet.....	32
5	KUORMITUSTILANTEET.....	35
5.1	Puomin nostosylinterin määrittämä maksimikuorma.....	35
5.2	Siipitoimilaitteiden määrittämä maksimikuorma.....	38
6	YHTEENVETO.....	43
	LÄHTEET.....	46

LIITE A: HAVAINNEKUVA HYDRAULISESTA RANNEMEKANISMISTA

LIITE B: POIKKILEIKKAUS RANNEMEKANISMISTA KUN RANNE SUORANA

LIITE C: TÄRKEIMMÄT RANNEMEKANISMIN MITAT

1 JOHDANTO

Tässä diplomityössä suunnitellaan hydraulisen puomin päähän kiinnitettävä kolmen vapausasteen rannemekanismi. Vaatimuksena mekanismille on toiminta vedenalaisesti pienissä syvyyksissä 0-100m.

Yksi diplomityön päämääristä on selvittää vedenalaisuuden vaikutusta hydraulijärjestelmän suunnitteluun, sekä komponenttivalintoihin hydraulisissa järjestelmissä. Rannemekanismin suunnittelu toteutetaan sarjaan liitettyillä kolmella hydraulisella siipitoimilaitteella. Työssä tutustutaan siipitoimilaitteen tarkempaan rakenteeseen, sekä mitoitetaan siipitoimilaittekomبinaatio mahdollisimman kompaktiksi ja annetut vaatimukset täyttäväksi.

Luvussa 2 käydään läpi yleisimpiä vedenalaisiin hydraulisovelluksiin kehitettyjä järjestelmäratkaisuja. Tärkeimpänä ongelmana selvitetään yleistä lähestymistä veden hydrostaattisen paineen luomaan korkeaan ulkoiseen paineeseen, sekä erilaisten toimilaitteiden, kuten hydraulisylintereiden ja pyörivien toimilaitteiden tiivistämiseen.

Luvussa 3 selvitetään hydraulisen siipitoimilaitteen rakennetta, käyttökohteita ja toiminnan perustaa. Toimintaperiaatteen lisäksi selvitetään yksi- ja kaksisiipisen akselin eroja niin tehollista kääntökulmaa rajoittavana, kuin vääntömomenttia lisäävänä tekijänä. Rannemekanismi tullaan toteuttamaan hydraulisilla siipitoimilaitteilla, joten pohditaan myös siipitoimilaitteen soveltuvuutta samantyyppisiin sovellutuksiin, sekä samalla eri käyttökohteiden hyviä ja huonoja puolia.

Luvussa 4 käydään läpi useiden rakennekuvien avulla rannemekanismista suunnitellun 3D-mallin kokonaisuutta osa kerrallaan. Samalla suoritetaan komponenttien mitoitusta ottamatta vielä sen enempää kantaa kumpi kahdesta esitellystä siipitoimilaitteesta valitaan lopulliseen konstruktion. Luvussa 4 tarkennetaan rannemekanismin omien mittojen lisäksi myös käytettävän toimilaitteena toimivan hydraulisen kouran, sekä puomin mitoituskannan kannalta olennaisia mittoja. Koura tulee olemaan yhdessä kuormamassan kanssa merkittävä siipitoimilaittevalintaan vaikuttava tekijä. Toinen merkittävä suunnitteluvaatimus kokonaishyötykuormaa rajoittavana tekijänä on puomin nostokapasiteetti, jotta tarvittavat vaatimukset täyttyvät myös maksimaalisella ulottuvuudella.

Luvussa 5 mitoitetaan oikeankokoinen toimilaite kuhunkin rannemekanismin niveleen, sekä mitoitetaan muut komponentit eli toimilaitteita tukevat rannemekanismin osat, sekä laakerit ja tiivisteet. Maksimaalisten nivelkohtaisten kuormitustilanteiden avulla saadaan iteroitua valitut siipitoimilaitteet siten, että maksimoidaan hyötykuorma myös puomin nostovoima huomioiden.

Luvussa 6 pohditaan valittujen komponenttien soveltuvuutta vedenalaiset käyttökohteet huomioiden. Samalla otetaan kantaa, olisiko rannemekanismi voitu toteuttaa jollain muulla toimilaitteella. Laskennan perusteella voidaan sanoa myös rajoittiko valmiiksi valittu puomimalli komponenttivalintoja siten, että järkevämmällä uudelleenvallinnalla saataisiin helpoin muutoksin parannettua järjestelmän hyötykuormaa.

2 VEDENALAISET HYDRAULIKÄYTÖT

Vedenalaisuus hydraulijärjestelmissä aiheuttaa muutamia huomioon otettavia seikkoja. Seuraavassa tarkastellaan näistä merkittävimpiä, sekä sitä, mitä valintoja rakenteiden tai materiaalien suhteen se aiheuttaa. Yksi tarkastelun kohde on myös valinta siitä, onko hydraulikoneikko vai pelkät toimilaitteet vedenalaisia ja tekijät jotka vaikuttavat kyseiseen päätökseen.

Hydrauliset järjestelmät ovat paljon käytettyjä muun muassa ruoppauksessa, mineraalien etsinnässä ja kaasun, sekä öljynpumpauksessa. Hydrauliset järjestelmät aina 1200 metrin syvyyksiin asti on perinteisesti toteutettu veden pinnan yläpuolella olevan hydraulikoneikon ja letkujen päässä pinnan alapuolella toimivan toimilaitteen avulla. Koska on tullut tarvetta laitteille, jotka toimisivat vielä suuremmissa syvyyksissä, on rinnalle toteutettu järjestelmiä, joissa myös hydraulikoneikko on veden pinnan alapuolella, jolloin hydraulikoneikon ja veden pinnan välillä on vain sähkökaapeli. Mitä suuremmissa syvyyksissä toimitaan, sitä todennäköisempää hydrauliseen järjestelmään päätyminen on. Vedenalaiset hydraulijärjestelmät vaativat erityiskomponentteja, sekä -toimilaitteita, mutta toteutukseltaan ne ovat yleensä muita järjestelmiä yksinkertaisempia ja siten helpompia toteuttaa. [1, s.270]

2.1 Hydrostaattinen paine

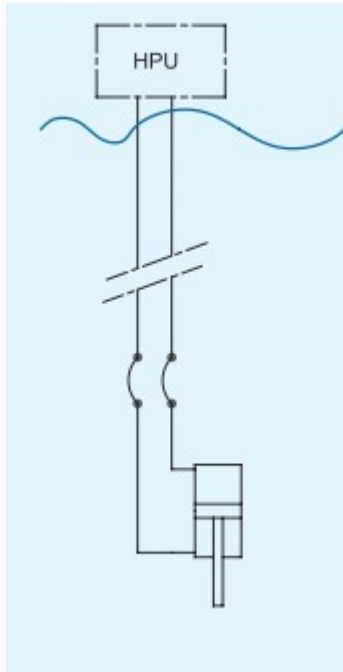
Hydraulijärjestelmästä ja toimilaitteen syvyydestä riippuen ympäröivä vesi ja sen luoma paine aiheuttavat haasteita paitsi toimilaitteen tiivistämisen, myös mahdollisesti vedenalaisten koneikkojen ja venttiiliasennelmien suhteen. Toimilaitteen syvyydestä riippuen hydrostaattinen paine kasvaa merkittävästi, mikäli toiminta-alue ulottuu useampien tuhansien metrien syvyyteen. Ympäröivän nesteen aiheuttama hydrostaattinen paine eri syvyyksissä lasketaan veden tiheyden ρ_{vesi} , putoamiskiihtyvyyden g , ja toimilaitteen syvyyden h_{vesi} avulla kaavalla: [1, s.272]

$$p_{hydr} = \rho_{vesi} g h_{vesi}$$

Mikäli hydraulikoneikko sijaitsee veden pinnan yläpuolella ja toimilaite on letkujen päässä vedessä, tulee ottaa toimilaitekohtaisesti huomioon myös hydraulinesteen hydrostaattinen paine. Kuva 1 kuvaa tällaista tilannetta. Yleisesti käytettävien hydraulinesteiden tiheys vaihtelee useimmiten $850-900\text{kg/m}^3$ välillä [2, s.26].

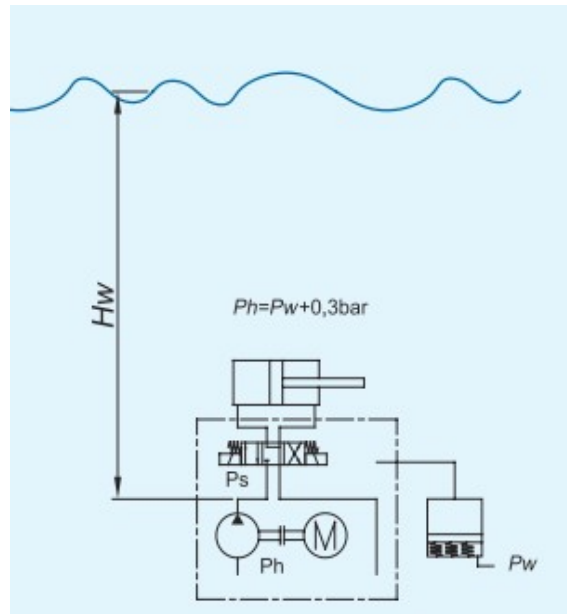
Hydraulinesteen hydrostaattinen paine on siis noin 10-15% pienempi kuin vastaavalla syvyydellä vallitseva veden hydrostaattinen paine, sillä veden tiheys yleisimmin vaihtelee $998\text{--}1010\text{ kg/m}^3$ välillä. Mitä syvemmälle toiminta-alueen on tarkoitus ulottua, sitä suuremmaksi paine-ero kasvaa. Lähinnä tämä ero tulee ottaa huomioon toimilaitteiden tiivisteiden rakenteessa ja materiaaleissa esimerkiksi hydraulisylintereissä. Männänvarren tiiviste tehdään useimmiten kestävämpään suuriakin paine-eroja, mutta käytännössä aina siten, että sylinterin sisällä oleva paine tulee olla ympäröivää painetta vastaava tai suurempi.

Toimilaitteen sisällä vallitsevan paineen kasvattamiseksi tehdään yleensä ylimääräisillä venttiileillä myös paluuletkuun 2-6 bar korkeampi paine, jotta veden aiheuttama hydrostaattinen paine ei milloinkaan olisi toimilaitteen sisäistä tai letkuissa vallitsevaa painetta korkeampi.



Kuva 1: Hydraulijärjestelmä, jossa hydraulikoneikko on veden pinnan yläpuolella ja toimilaite letkujen päässä pinnan alapuolella. [1, s.272].

Toinen lähestymistapa on sijoittaa myös hydraulikoneikko veden pinnan alle. Kuva 2 esittää kyseistä tapausta. Vedenalaisuus vaikuttaa komponenttivalintoihin etenkin moottoreiden ja pumppujen suhteen. Tilanne korostuu erityisesti, jos toiminta-alue on tarkoitus olla syvemmällä kuin 50 metriä. Tällöin hydrostaattinen paine aiheuttaa erityisvaatimuksia käytettävien tiivisteiden suhteen etenkin sähkömoottoreissa. [1, s.273]



Kuva 2: Kokonaan veden pinnan alapuolella sijaitseva hydraulijärjestelmä. [1, s.272]

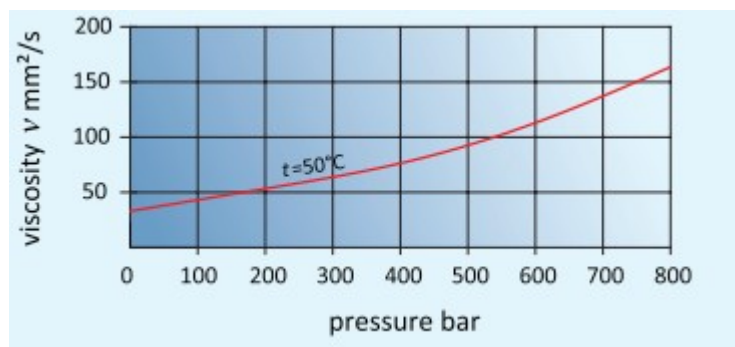
Kokonaan vedenalaisiin järjestelmiin, joissa toiminta-alue on tarkoitus olla syvemmällä kuin 50 metriä, asennetaan useimmiten painekompensointi. Painekompensoinnin tarkoitus on saattaa hydraulijärjestelmän sisäinen paine aina ympärillä vallitsevaa hydrostaattista painetta hieman suuremmaksi. Komponentit, kuten venttiilit ja pumput, asennetaan tällöin hydraulinestetytteen tankin sisäpuolelle, jossa vallitsee aina ympäröivää veden hydrostaattista painetta suurempi paine.

Komponenttien sijainti hydraulinesteessä aiheuttaa tarkastelua komponenttivalintoihin, mutta kyseinen ratkaisu on kuitenkin parempi vaihtoehto, kuin useimpien komponenttien, kuten venttiilien, altistaminen ympäröivälle vedelle, joka useimmiten on korrosiovaikutusta edistävää merivettä.

Vedenalainen painekompensointi toteutetaan yleensä paineakun ja hydraulisylinterin yhdistelmää muistuttavalla komponentilla. Ympäröivä veden hydrostaattinen paine liikuttaa kyseisen komponentin männän asentoon, jossa painekompensaattorin molemmilla puolilla on lähes sama vallitseva paine. Painekompensaattori on veden puolelta jousikuormitteinen, joten todellisuudessa hydraulijärjestelmän sisäpuolella on ympäröivää veden hydrostaattista painetta 0,3-0,5 bar korkeampi paine. Painekompensaattori rakennetaan usein tilavuudeltaan sellaiseksi, että se pystyy kompensoimaan paitsi hydraulijärjestelmän toimilaitteiden maksimaalisen tilavuuden, sekä myös erinäisistä ulkoisten tekijöiden kuten paineen- ja lämpötilavaihteluista johtuvat tilavuusmuutokset. Tämän vuoksi painekompensointiin osallistuvat komponentit ovat merkittävä osa laitteen koosta. [1, s.273]

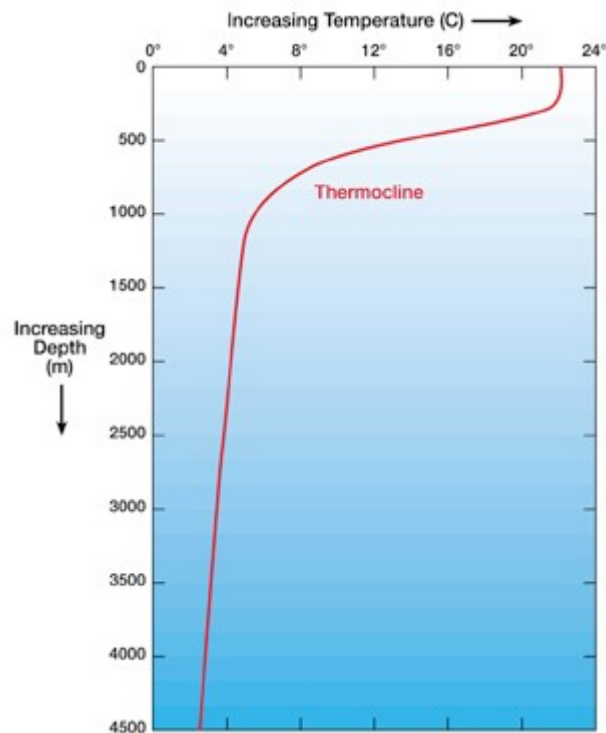
Hydrostaattinen paine ja sen kompensointi aiheuttavat toimilaitteissa hetkellisesti hyvinkin suuria absoluuttisia paineita, koska toimilaitteen tuottama voima syntyy ainoastaan järjestelmän tuottaman ja ympäröivän paineen erotuksesta. Tällöin on mahdollista että esimerkiksi hydraulipumpun sisällä on hetkellisesti jopa 600 bar paine. Tällainen absoluuttinen paine aiheuttaa etenkin pumpuissa ja venttiileissä erityisvaatimuksia käytettävien komponenttien, sekä etenkin tiivisteiden suhteen. Yleisesti on kuitenkin huomattu, että normaalissa käytössä 350 bar paine-eroihin suunnitellut komponentit toimivat myös erittäin suurissakin absoluuttisissa paineissa, kunhan toimilaitteen sisä- ja ulkopuolen paine-ero ei ylitä suunniteltua normaalikäytön paine-eroa. [1, s.274]

Hydrostaattisen paineen aiheuttaessa suuria absoluuttisia paineita, aiheuttaa järjestelmän paineen nousu hydraulinesteen viskositeetin kasvua kuvan 3 mukaisesti. Kasvanut viskositeetti tulee ottaa huomioon esimerkiksi selvittäessä järjestelmän hyötysuhteita.



Kuva 3: Tyypillinen hydraulinesteenä käytetyn öljyn viskositeetin muutos paineen kasvaessa [1, s.274]

Hydraulinesteen lämpötila on yksi tärkeimmistä viskositeettiin vaikuttavista tekijöistä myös vedenalaisissa hydraulijärjestelmissä. Meriveden lämpötila suurissa syvyyksissä on useimmiten lähellä neljää celsiusastetta tai jopa sen alle. Toisaalta järjestelmä toimiessaan lämmitää hydraulinestettä, sekä koko järjestelmää. Järjestelmään voidaan asentaa myös lämmitin, jotta kaikissa käyttötilanteissa lämpötilan vaikutus viskositeettiin voitaisiin pitää vakiona. Yleistäen voidaan siis todeta paineen ja lämpötilan kasvun molempien kasvattavan viskositeettia. Kuvassa 4 nähdään keskimääräinen meriveden lämpötila syvyyteen mukaan. [1, s.274]



Kuva 4: Meriveden lämpötila eri syvyyksissä. [3]

2.2 Vedenalaisuudesta johtuvat materiaalivalinnat toimilaitteissa

Vedenalaisuus aiheuttaa erityisvaatimuksia materiaalivalintojen suhteen, jotta veden aiheuttama korrosiovaikutus ei aiheuttaisi muutoksia komponentteihin. Myös edellä kuvattu hydrostaattinen paine, sekä erityisesti sen aiheuttama tilapäinen vääränsuuntainen paine-ero, sekä erittäin suuret absoluuttiset paineet asettavat haasteita erityisesti käytettäville tiivisteille.[1, s.34]

Toimilaitteiden materiaaleista yhtenä tärkeämpänä tekijänä on valita materiaalit tai pinnoitteet sellaisiin pintoihin, jotka ovat kosketuksissa sekä ympäröivän veden, että hydraulinesteen kanssa. Yleisimmin tällainen osa on männänvarsi, joka on normaalisti pinnoitettu nikkeli-kromi-pinnoitteella. Merivesi kuitenkin hajottaa Ni-Cr-pinnoitteen, joten vedenalaisissa sovellutuksissa männänvarsi pinnoitetaan nykyään useimmiten keraamipinnoitteilla tai plasmakaarihitsaamalla kobolttipohjaisilla pinnoitteilla. Männänvarren tiivisteen valinta on myös tärkeä, sillä sen on kestävä paitsi hydraulinestettä, ympäröivää vettä ja suuria paine-eroja. Tämän lisäksi materiaalin on oltava männänvartta ja sen pinnoitetta mahdollisimman vähän kuluttava.[4] Kuvassa 5 on Parker:n vedenalaiskäyttöön suunnitellut hydraulisylinterit, joiden männänvarsi on kromipinnoitettu.



Kuva 5: Parker:n vedenalaiskäyttöön suunnitellut RDH-sarjan hydraulisylinterit. [6]

Vedenalaisissa sovelluksissa toimilaitteiden tiivistäminen on korkeasta hydrostaattisesta paineesta johtuen erityisen tärkeää. Tiivistemateriaaleista yksi käytetyimmistä on polytetrafluorieteeni eli teflon. Sillä on merkittäviä etuja, joista osa on hyvin tärkeitä vedenalaiskäytöissä. PTFE:llä on kaikista tunnetuista kiinteistä aineista pienin kitkakerroin, sekä se sietää erittäin hyvin erilaisia lämpötiloja. Sitä käytetään tiivistämään muun muassa nestemäistä heliumia $-269\text{ }^{\circ}\text{C}$ asteen lämpötilassa. Kuitenkin se kestää jatkuvaa altistumista jopa $260\text{ }^{\circ}\text{C}$ asteen lämpötilalle. Lisäksi PTFE:llä on ominainen taipumus hylkiä lähes kaikkia nestemäisiä aineita. PTFE:n käyttö hydraulisylintereissä aikaansaa hyvin pienen stick-slip-ilmion, sekä sen koostumus ei muutu iän tai esimerkiksi valolle altistumisen takia.

Todellisuudessa puhdasta PTFE:ä ei käytetä juuri ollenkaan, vaan siihen lisätään erityyppisiä seosaineita sen mukaan, minkälaisia vaatimuksia tiivisteeltä odotetaan. Jatkuva altistuminen ulkopuoliselle paineelle aiheuttaa muodonmuutoksia, joten etenkin vedenalaisia suuria absoluuttisia paineita varten vaaditaan muodonmuutoksia estäviä seosaineita. Lasikuidut, grafiitti, pronssi ja hiili ovat yleisimpiä PTFE:n ominaisuuksia parantavia seosaineita. Pronssilla seostettu PTFE on yksi yleisimmistä männänvarrentiivistemateriaaleista. Myös muut seosaineet parantavat kestävyyttä paineen alaisuudessa. Seosainevalintoihin vaikuttaa esimerkiksi niiden muutokset

lämmön-, ja sähkönjohtavuuteen, joustavuuteen, paineenkestävyyteen ja reagoitiherkkyyteen ympäröivien aineiden kanssa. Useimmat seosaineet huonontavat PTFE:n erityisen pientä kirkakerrointa, mutta niiden käyttö muiden vaatimusten, erityisesti paineenkeston, vuoksi on välttämätöntä. [5, s.7-8]

Erityisesti männänvarren tiivistämiseen käytetään myös muita materiaaleja. Jotta saavutetaan ehdoton tiivistys myös tilanteissa, joissa ulkopuolinen paine on merkittävä, käytetään metallivahvisteisia, sekä erikoismateriaaleista valmistettuja tiivisteitä. Useimmiten myös tiivisteiden muotoilu on tehty sellaiseksi, että sekä ulkopuolinen että suuri sisäinen paine eivät aiheuta deformaatiota. Materiaaleja ovat esimerkiksi fluoroelastomeerit, termoplastiset elastomeerit ja nitrilikumit. [7] Kuvassa 6 on esimerkki vahvistetusta ja erikoismuotoillusta männänvarrentiivisteestä. Käytettävä tiivistetyyppi asettaa usein myös rajoituksia nopeuden suhteen, sillä useimmiten nimenomaan männänvarrentiiviste rajoittaa varren nopeuden 0,5m/s tai pienemmäksi. [7]



Kuva 6: Parker:n Polypak-tiivisteissä on kiinnitetty erityistä huomiota tiivisteiden muotoon. [7]



Kuva 7: Rexroth:n painekompensoidulla sylinteripäädellä varustettu hydraulisyylinteri [8, s.12]

Rexroth:n vaihtoehto männänvarrentiivisteongelmaan on kuvan 7 mukainen painekompensoitu hydraulisyylinteri. Männänvarren pyyhkijärenkaan ja varsinaisen männänvarrentiivisteiden välinen tila on paineistettu, joten pyyhkimen ei tarvitse kestää suurta ulkopuolista painetta. Toinen merkittävä etu on se, että varsinainen männänvarrentiiviste ei ole kosketuksissa meriveden kanssa, vaan se on hydraulinesteen voitelema. Tällä konstruktiolla saavutetaan pienempi kitka ja suurempi tiivisteiden elinikä. Kuvan 7 hydraulisyylinteri sisältää myös sisäänrakennetun asema-anturin, sekä sylinteriin integroidun venttiililohkon. [8, s.12]

2.3 Vedenalaiset hydraulikoneikot

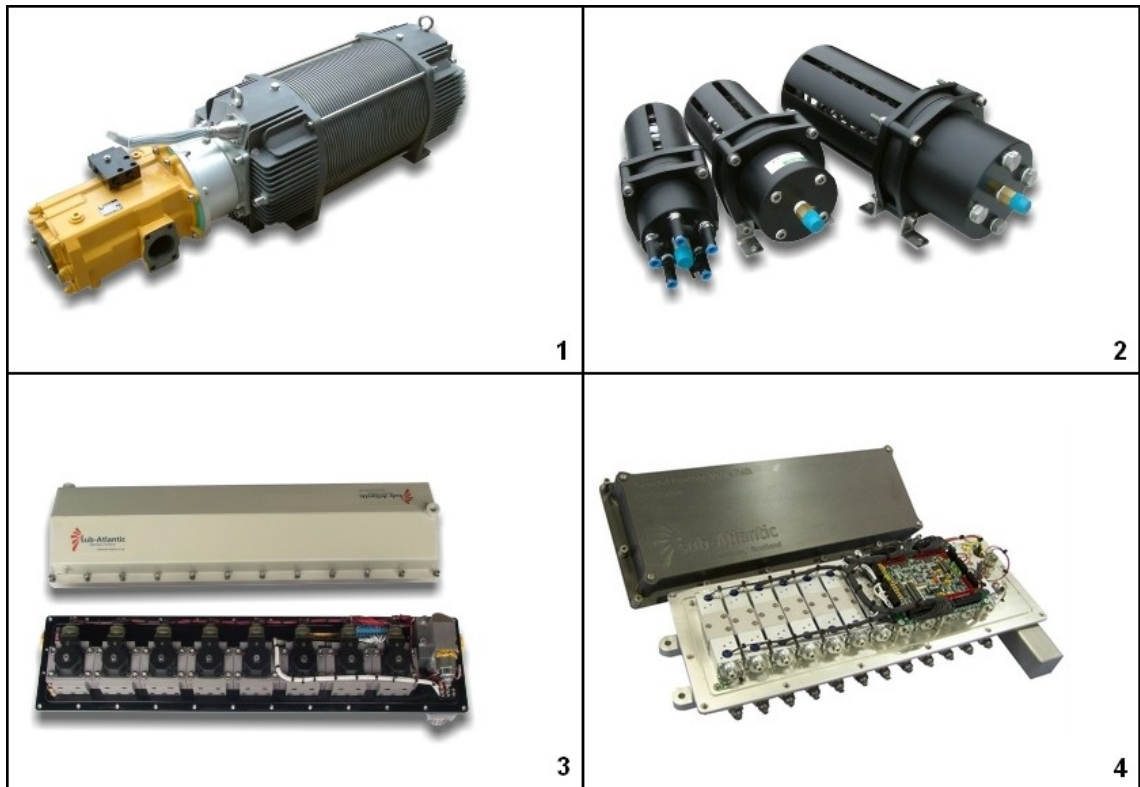
Vedenalaisten hydraulikoneikkojen komponentit useimmiten koteloidaan, joko ilmatäytteiseen koteloon kun toiminta-alueen ei tarvitse ulottua syviin vesiin (alle 50m), tai sitten hydraulineestetäytteisiin ja painekompensoituihin koteloihin, jotka osassa järjestelmiä toimivat samalla säiliönä hydraulijärjestelmälle. Ympäröivä paineistettu hydraulineeste vaatii yksinkertaisia ja vähän elektroniikkaa sisältäviä komponentteja. Kotelointi, kuten muutkin vedelle altistuvat metallirakenteet toteutetaan useimmiten ruostumattomasta teräksestä tai Duplex-teräksestä. [1, s.272]

Kuvassa 8 nähdään Rexroth:n paineistetussa kammiossa sijaitseva hydraulikoneikko. Kammio on tehty kestäämään maksimissaan 600 bar:n ulkoisia paineita. Läpinäkyvät kammioseinät mahdollistavat järjestelmän, sekä siihen mahdollisesti kuuluvien mittareiden tarkkailun ulkopuolelta. Rexroth lupaa, että heidän valmistamat merenalaisiin tarkoituksiin valmistetut komponentit kestävätkin aina 6000 metrin syvyyteen asti. [8, s.14]



Kuva 8: Rexroth:n paineistetussa kammiossa oleva hydraulikoneikko. [8, s.14]

Muutamit valmistajat tarjoavat komponentteja vedenalaisiin sovelluksiin. Myös erillisiä hydraulisesti toimivia ROV-aluksia (Remote Operated Vehicle) valmistetaan kaupallisesti. Kuvassa 9 on sub-Atlantic:n valmistamia merivesikäyttöön soveltuvia hydraulikomponentteja, joiden toiminta-alue ulottuu 6000 metrin syvyyteen asti. [9]



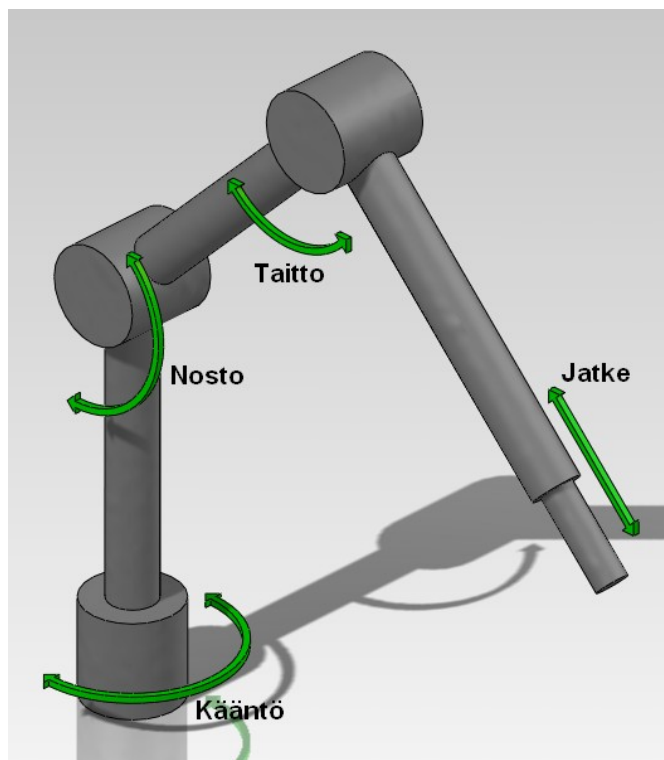
Kuva 9: Sub-Atlantic:n valmistamia komponentteja: 1) moottori-pumppuyhdistelmä, 2) paineakkutyypisiä painekompensaattoreita, 3) 8 venttiilin proportionaaliventtiililohko, 4) 12 venttiilin solenoidiventtiililohko. [9]

3 RANNEMEKANISMIN TOTEUTUS

Rannemekanismin rakenteeksi valitaan kolmen vapausasteen, kolmesta kiertyvänivelisestä toimilaitteesta muodostuva konstruktio. Nivelet ovat sarjassa ja sijoitettu samalle akselille siten, että kaikkien kiertotoimilaitteiden liikkeiden akselit leikkaavat yhdessä samassa pisteessä. Loppukäyttöä ajatellen tällainen toimilaitteiden sijoittelu helpottaa tarkan aseman laskentaa kulma-antureiden mittaustietojen perusteella.

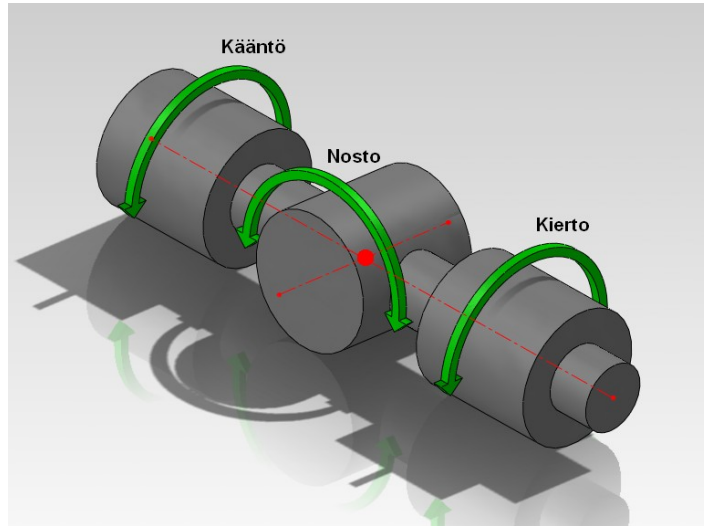
3.1 Kolmen vapausasteen rannemekanismi

Rannemekanismi tulee toimimaan hydraulisen nosturipuomin jatkeena. Valittu puomi sisältää hydraulisylintereillä toteutettuina toimintoina käännön, noston, taiton, sekä yhden lineaarisen jatkeen kuvan 10 mukaisesti. Koska puomi tarjoaa neljä vapausastetta, valitaan rannemekanismin vapausasteiden määräksi kolme.



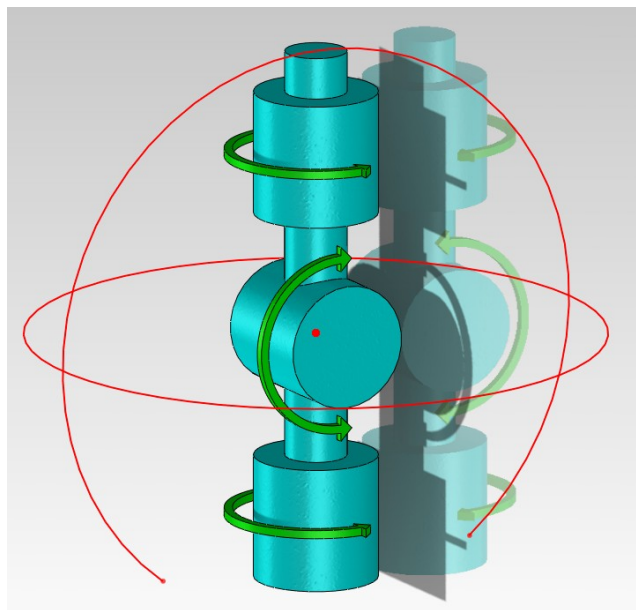
Kuva 10: Puomin vapausasteet. Nivelet sekä jatke toimivat hydraulisylinterien avulla.

Tämän diplomityön tarkoituksena on suunnitella varsinainen kolmen vapausasteen rannemekanismi, jonka havainnollistamiseksi kuva 11. Kuvasta nähdään erityisesti, että kaikkien kääntötoimintojen akselit leikkaavat aina yhdessä pisteessä. Kuvassa 11 myös rakenteen niveltä nimeäminen, kääntö (yaw), nosto (pitch) ja kierto (roll).



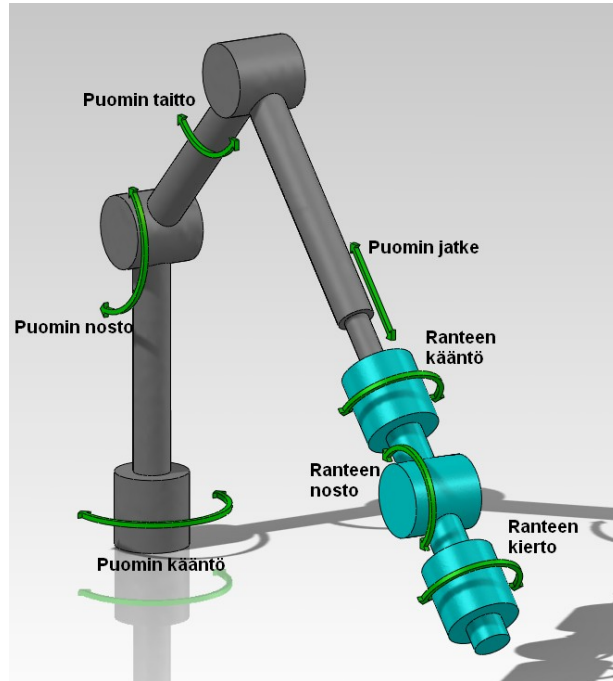
Kuva 11: Ranteen vapausasteet. Kääntötoimilaitteiden akselit leikkaavat aina samassa pisteessä.

Jos oletetaan rannemekanismin ensimmäisen kiertotoimilaitteen eli kääntötoimilaitteen olevan päädystään kiinteästi paikallaan, muodostuu rannemekanismin pään liikeradaksi pallomainen alue. Kaikissa toimialaitteiden asennoissa mekanismin pääty on jossain kohtaa tätä pallomaista pintaa kuvan 12 mukaisesti.



Kuva 12: Kolmen vapausasteen rannemekanismin liikerata.

Kun puomi ja rannemekanismi liitetään yhteen, saadaan seitsemän vapausasteen kokonaisuus. Kuva 12 havainnollistaa vapausasteita, sekä niistä käytettäviä nimityksiä.

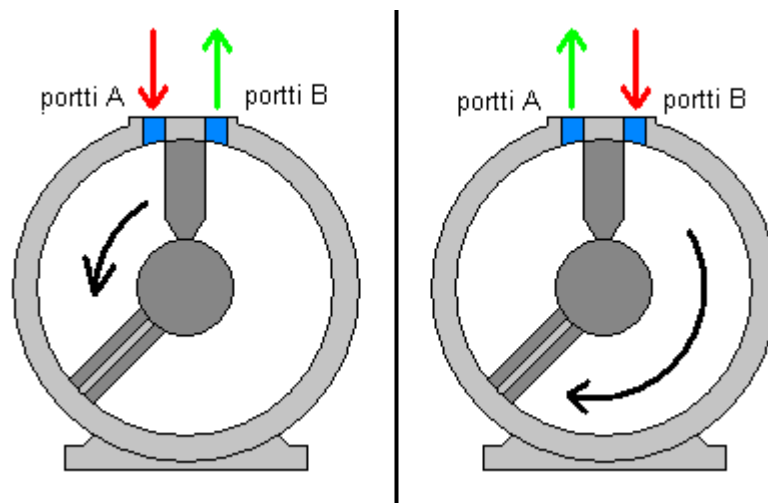


Kuva 12: Koko konstruktion vapausasteet. Suunniteltava rannemekanismi havainnollistamiseksi värjätty siniseksi.

3.2 Siipitoimilaite rannemekanismin toimilaitteena

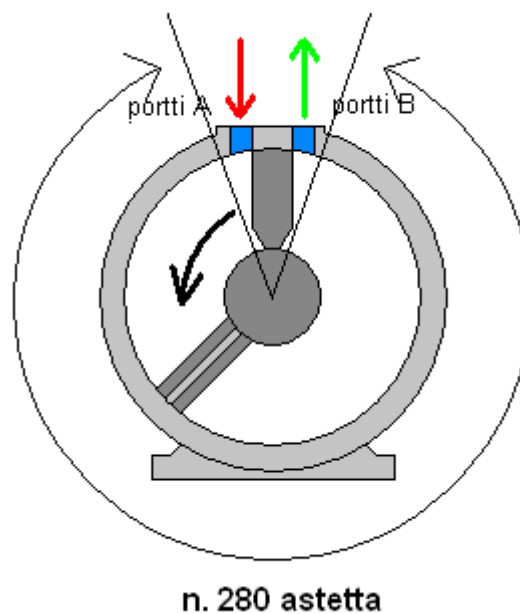
Hydraulinen siipitoimilaite muodostuu rakenteesta riippuen yhdestä tai kahdesta, joskus useammastakin, toimilaitteen akselilla olevasta siivestä. Toimilaitteessa on kaksi porttia ja hydraulinesteen johtaminen toiseen porteista kääntää siipitoimilaitteen akselia ja aikaansaa ulos-virtauksen toiseen porttiin. Toiminta on päinvastainen johtamalla hydraulinestettä toiseen porttiin.

Kuvassa 13 on esimerkkikuva yhdellä siivellä varustetusta siipitoimilaitteesta. Hydraulinesteen johtaminen porttiin A aikaansaa akselin kääntymisen vastapäivään ja ulos-virtauksen portista B. Hydraulinesteen johtaminen johtaminen porttiin B aikaansaa akselin kääntymisen myötäpäivään ja ulos-virtauksen porttiin A.



Kuva 13: Yksisiipisen siipitoimilaitteen toimintaperiaate.

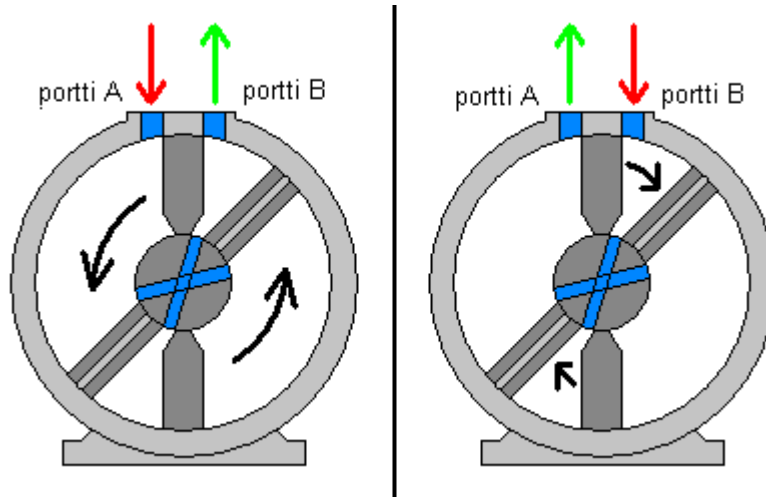
Siipitoimilaitteen kammio on pyöreä, joten siiven tehollinen painetta kohti oleva pinta-ala on suorakaiteen muotoinen. Yksisiipisen mallin akselissa ei tarvita erillisiä kanavia sillä koko toimilaitteessa on vain kaksi kammiota joiden tilavuus vaihtuu akselin kääntyessä. Paine vaikuttaa pinta-alaan, jonka suuruus ei muutu, joten siipitoimilaite aiheuttaa tasaisen vääntömomentin koko toimialueellaan. Yksisiipisen toimilaitteen tehollisen käytön kääntökulma kuvan 14 mukaisesti on rakenteesta riippuen usein noin 280 astetta.



Kuva 14: Yksisiipisen toimilaitteen kääntökulma on n. 280 astetta.

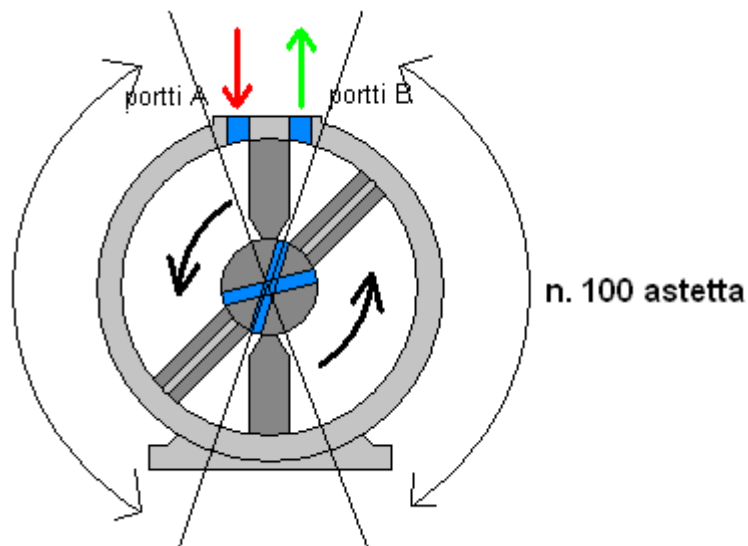
Kuvassa 15 on kaksisiipinen siipitoimilaitteen toimintaperiaate. Akselissa on virtauskanavat akselin vastapuoliseen kammioon, joka on aina samassa tilassa eli tyhjenemässä tai täyttymässä. Siipien määrästä johtuen vastaavankokoisen toimilaitteen

vääntömomentti on yksisiipiseen malliin verrattuna ideaalisesti kaksinkertainen, mutta todellisuudessa sisäisistä kitkoista johtuen hieman ideaalitulannetta pienempi.



Kuva 15: Kaksisiipimisen siipitoimilaitteen toimintaperiaate.

Kaksisiipisen siipitoimilaitteen vääntömomenttia merkittävämpi asia on se, että mallin kääntökulma on kuvan 16 mukaisesti vain noin 100 astetta. Kahdella siivellä saavutetaan kuitenkin yksisiipistä vastaava vääntömomentti huomattavasti pienemmän kokoisella toimilaitteella.

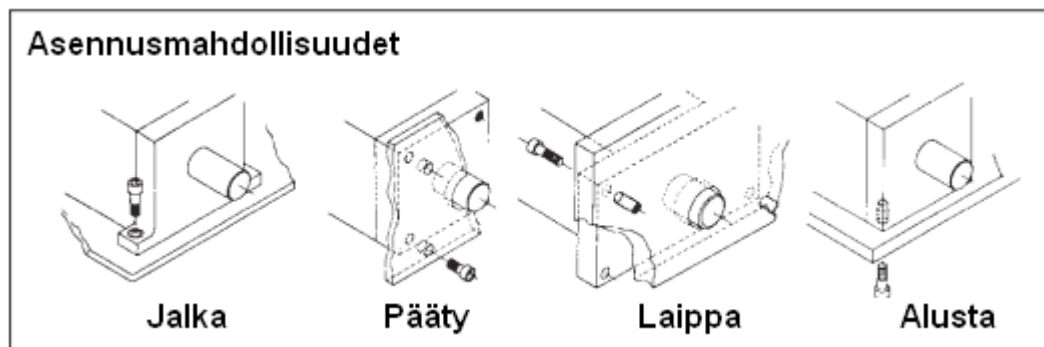


Kuva 16: Kaksisiipisen toimilaitteen maksimi kääntökulma.

Siipitoimilaitteen siipien määrää ei sinällään ole rajoitettu, vaan esimerkiksi myös kolmisiipisiä toimilaitteita on olemassa. Kolmisiipisen toimilaitteen tehollinen

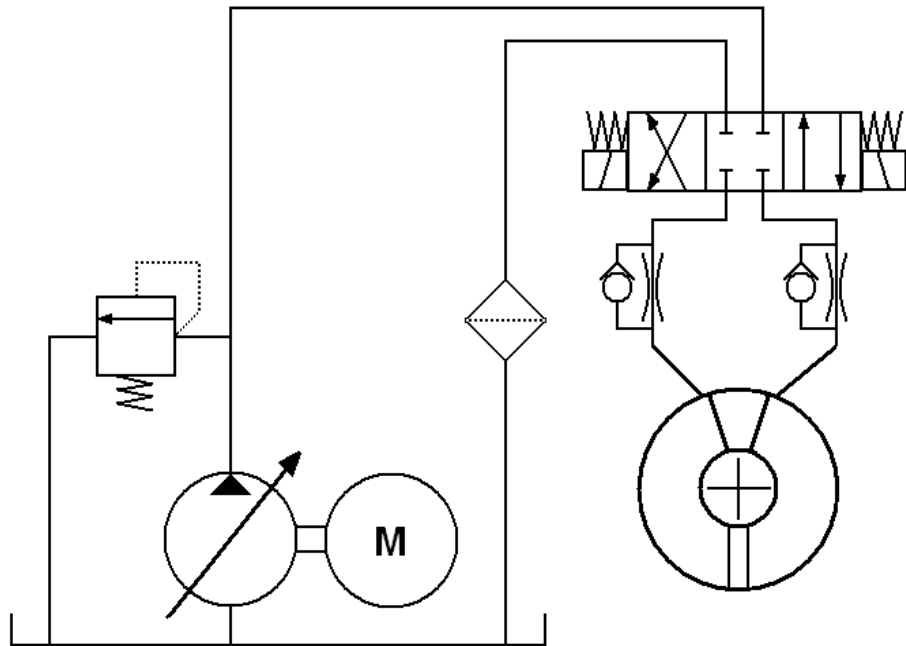
kääntökulma tosin on vain n. 50 astetta, eli siipien määrä oleellisesti pienentää kääntökulmaa. [10]

Rakenteeltaan siipitoimilaite on varsin yksinkertainen. Yleisimmin toimilaite kiinnitetään, joko jalka-, pääty-, laippa- tai alustakiinnityksellä kuvan 17 mukaisesti. Sinällään toiminta ei estä kiinnittämistä, myös akselista siten että kammio-osa kääntyy. Myöskään siipitoimilaitteen asennussuunnalla ei ole väliä, vaan se voidaan asentaa vaakaan, pystyyn, tai mihin tahansa suuntaan vinottain.[10]



Kuva 17: Siipitoimilaitteen asennusmahdollisuudet. [10, mukaillen]

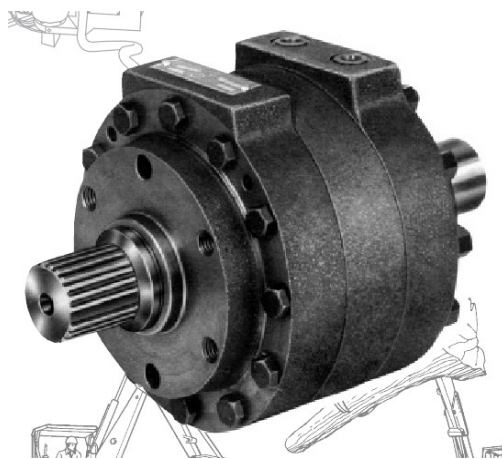
Siipitoimilaitteen päätyvaimennus on usein lopulliseen käyttöön riittämätön. Siipien väliseen kenkäosaan asennetaan toisinaan päätyvaimennukseksi joustavaa materiaalia, joka pehmentää iskua, mikäli siipi ajetaan suurella nopeudella päätyyn. Kuitenkin suositeltavaa on että järjestelmään asennetaan myös jonkinlainen muu vaimennus, joka perustuu kulma-anturin mittaukseen. Muutenkin kuvan 18 yksinkertaistettuun hydraulijärjestelmään asennetaan lisäksi siipitoimilaitteen molempiin portteihin paineenrajoitusventtiilit, jotta yhtäkkinen kuorman muuttuminen ei nostaisi järjestelmän paineita yli sallitun.



Kuva 18: Yksinkertaistettu hydraulikaavio siipitoimilaitteen käytöstä.

Pitkäaikaista asennon pitämistä varten järjestelmiin on syytä rakentaa erillinen jarru kulman säilymiseksi. Siipitoimilaitteeseen liittyy aina hydraulijärjestelmissäkin pieni, mutta kuitenkin huomioonotettava vuoto. Mitä suurempi järjestelmän paine on, sitä suurempi vuoto siiven tai siipien ohitse aiheutuu. Pneumaattisissa järjestelmissä vuoto on selkeästi hydraulisia järjestelmiä suurempi.[10]

Kuvassa 19 Micromatic:n valmistama päätyasenteinen molemminpuolisella akselilla varustettu siipitoimilaite. Akselin toinen pää on uritettu ja toinen sileä. Micromatic tarjoaa monia vaihtoehtoja muun muassa akselin päiden suhteen. Akseli voi olla vain toisessa päässä toimilaitetta ja sen pinta voi olla uritettu tai varustettu yhdellä tai kahdella uralla. Akselin päässä voi olla myös kierteet tai reikä anturin asentamista varten. [11]



Kuva 19: Micromatic:n SS-mallisarjan high pressure siipitoimilaite. [11]

4 RANNEMEKANISMIN SUUNNITTELU

Seuraavassa mitoitetaan tietyt toimintavaatimukset täyttävä puomin päähän kiinnitettävä rannemekanismi, joka toteutetaan kolmella sarjassa olevalla hydraulisella siipitoimilaitteella.

Järjestelmän vaatimukset:	
Puomi:	Hiab XS 033, yhdellä jatkeella
Suojaus:	Oltava tilapäisesti käytettävissä 50-100m syvyydessä veden pinnan alapuolella
Käyttötarkoitus:	Ranteen päässä hydraulinen koura
Kuorma, maksimi:	200kg (kourassa)

Taulukko 1: Järjestelmälle asetetut vaatimukset.

Valitaan rannemekanismiin Micromatic:n SS-sarjan päätykiinnitteinen siipitoimilaite kaikkiin ranteen kääntötoimintoihin. Valintaa puoltaa tavoite saada tukirakenteista mahdollisimman kevyet ja mahdollisimman vähän rannemekanismin paksuutta lisääviä. Micromatic tarjoaa samoilla ulkomitoilla siipitoimilaitteita sekä yhdellä, että kahdella siivellä. Kahden siiven käyttö rajoittaa kääntökulman 100 asteeseen ja yhdellä siivellä kääntökulma on noin 280 astetta. Valitaan yhdellä siivellä olevat toimilaitteet, jotta saavutettaisiin mahdollisimman suuret kääntymiskulmat. Iteroimalla valitaan mitoituksen lähtökohdaksi SS-8 ja SS-12 siipitoimilaitteet. Mitoituksen yhteydessä otetaan kantaa sopivan toimilaittekombinaation löytämiseksi, jotta rannemekanismista saataisiin mahdollisimman kevyt ja mahdollisimman vähän puomin pituutta lisäävä, mutta kuitenkin annetut toimintavaatimukset täyttävä.

Seuraavassa mitoitetaan tarvittavat komponentit ja kiinnikkeet siipitoimilaitteiden, sekä kouran ja puomin välille. Jokaisen osan tarkastelussa kiinnitetään huomiota massakeskipisteen sijaintiin, sekä osan massaun. Myöhemmin mitoituksen yhteydessä otetaan kantaa myös siihen kumpi toimilaitteista SS-8 ja SS-12 valitaan kuhunkin niveleen ja mikä on lopullinen tehollinen kuormannostokyky valitulla toimilaittekombinaatiolla.

4.1 Koura

Kouraksi valitaan Suomessa valmistettu Vahva B15- mallinen hydraulinen koura. Kouran tyhjä paino on 89kg. Oletetaan että maksimaalisen kuorman tapauksessa kuorman ja kouran yhteiden massakeskipisteen etäisyys kouran kiinnityslaipasta on 0,3 metriä. Muut kouran ja siinä olevan maksimaalisen kuorman mitoitus tiedot ovat taulukossa 2.

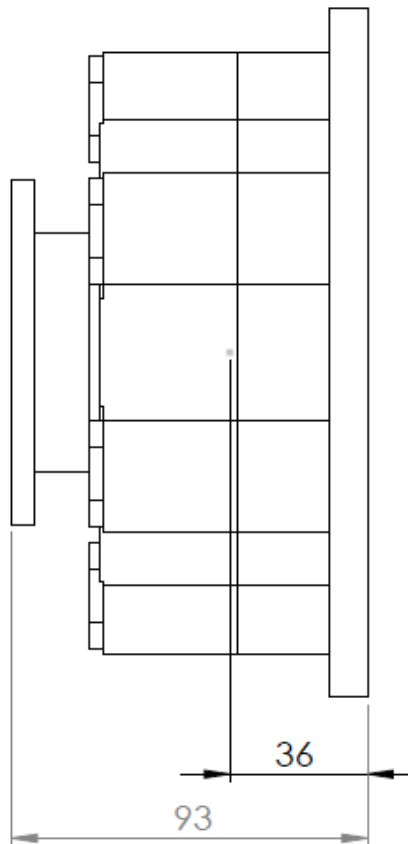
Kuvassa 20 nähdään valittu koura. Kokoluokka valikoitui annettujen kuormitusarvojen mukaisesti. Tarkoitus oli valita kuitenkin mahdollisimman kevyt toimilaite. B15 on Vahva-malliston pienin ja kevyin koura.



Kuva 20: Vahva B15- mallinen hydraulinen koura. [12]

4.2 Osa A

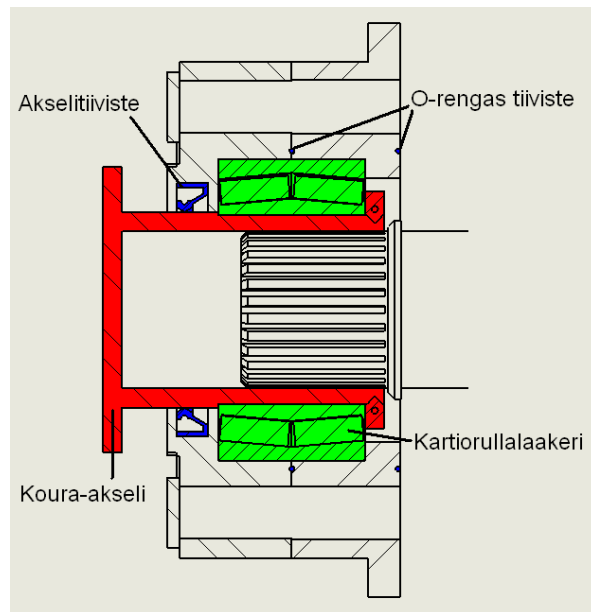
Kun selvitetään rannemekanismin rakennetta oletetusta kuorman päästä kohti puomin päätä, kiertosiipitoimilaitteeseen kiinnittyvän osan A, ja myöhemmin myös osan C, tarkoitus on ehkäistä kyseisen toimilaitteen akselille kohdistuvaa kuormitusta samalla tarjoten asennettavalle kouralle kiinnityspisteen. Siipitoimilaitteen akseli kestää akselia vääntävän kuorman, mutta sisäiset laakeroinnit, sekä tiivistykset eivät kestä muun muassa akselia vetävää voimaa, joka rannemekanismin tapauksessa tietyissä toimintatilanteissa on väistämätön. Massakeskipisteen sijainti on mitattu kiertosiipitoimilaitteen päätyyn tulevasta laikasta. Taulukossa 2 osan mitoitus tiedot, sekä kuvassa 21 tärkeimmät asennusmitat.



Kuva 21: Osa A tarjoaa kiinnityspisteen kouralle kiinnittyen toisesta päästään siipitoimilaitteen pätyyn.

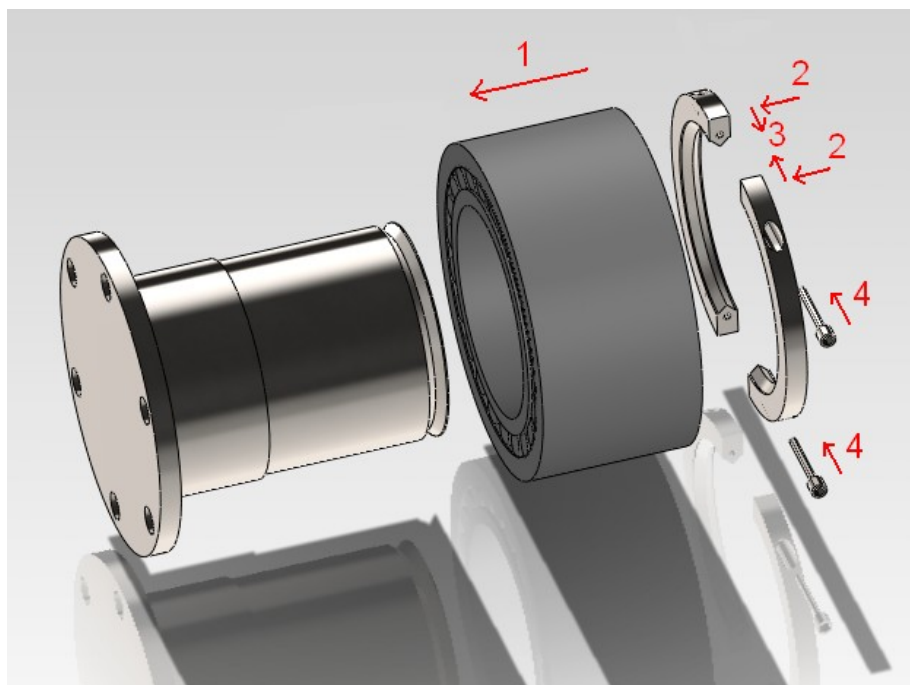
Siipitoimilaitteen pätyyn kiinnittyy kääntö- ja kiertosiipitoimilaitteessa erillinen laakerointi, joka pitää huolen siitä, että varsinaiseen toimilaitteen akseliin ei kohdistu suuria akelia vetäviä tai taivuttavia voimia. Kuvassa 22 nähdään kyseinen kahdesta suuremmasta osasta pultein kiinnitettynä muodostuva kappale, joiden sisällä on kaksoiskartiorullalaakeri. Kaksoiskartiokuulalaakeri on hyvä ratkaisu ahtaisiin kohteisiin, joissa tarvitaan laakerointia, joka pystyy kantamaan myös akselin suuntaisia voimia ja tässä tapauksessa erityisesti kumpaankin suuntaan tulevia voimia. Punainen osa on akselin mukana pyörivä. Muut osat ovat laakerin rullaosia lukuunottamatta siipitoimilaitteen päädyssä kiinteästi kiinni.

Kuvassa 22 leikkauskuva osasta A. Pyörivän akselin kohdalla on akselitiiviste kokoa 62x85x10. Päätykorvakkeen pääosien, sekä korvakkeen ja siipitoimilaitteen välissä o-rengas tiiviste, joka on halkaisijaltaan 100mm.

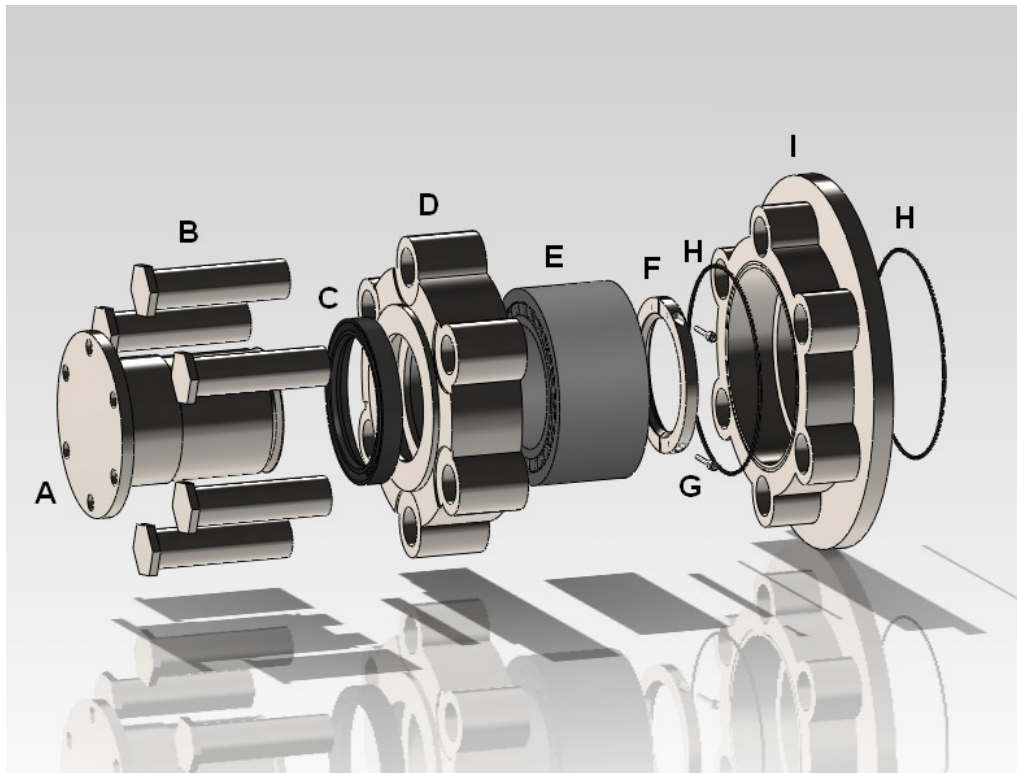


Kuva 22: Kiertosiipitoimilaitteen päähän kiinnitettävän osan A leikkauskuva.

Kuvassa 23 nähdään saman komponentin laakeriosan räjäytyskuva, josta näkyy laakerin asennusjärjestys, sekä kaksiosainen akseliholkki, joka toimii koura-akselin laakerin päätynä. Toisesta päästään laakeri pysyy paikallaan akselin vahvennuksessa.



Kuva 23: Osan A rakennekuva, josta selviää laakeriin liittyvien osien asennusjärjestys. Huomattavaa, että akselitiiviste ja laakerikopan kansi tulee pujottaa akseliin ennen varsinaista laakeria.



Kuva 24: Osan A räjäytyskuva.

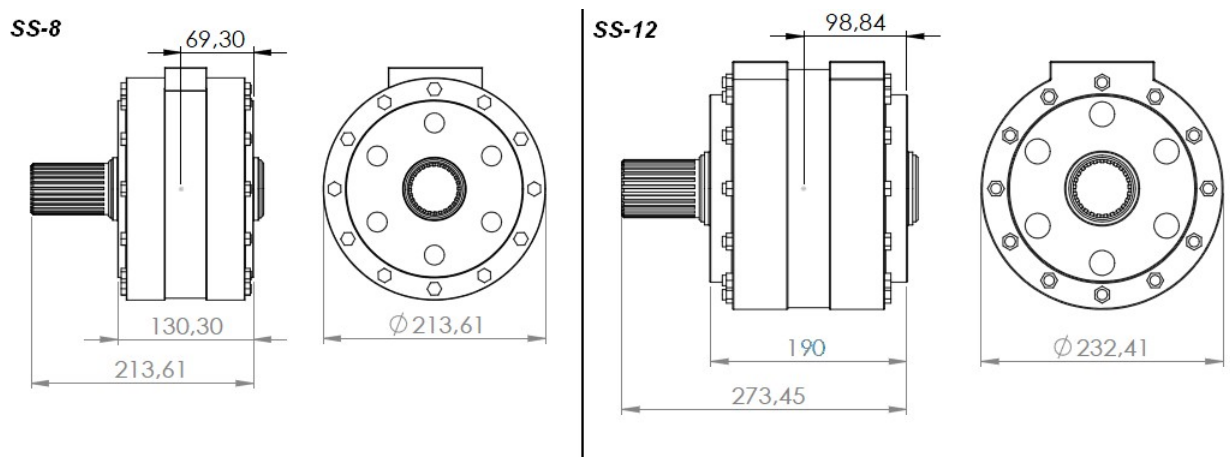
Kuvassa 24 osan A pääkomponentit:

A:	Koura-akseli	F:	Akseliholkki
B:	Kiinnityspultit	G:	Akseliholkin ruuvit
C:	Akselitiiviste	H:	O-rengas tiiviste
D:	Korvakkeen kansi	I:	Korvakkeen aluslevy
E:	Kartiorullalaakeri		

4.3 Kiertosiipitoimilaite

Lähinnä kouraa olevaan siipitoimilaitteeseen kohdistuu muihin kahteen toimilaitteeseen verrattuna verraten pieni vääntökuorma. Jos massa on sijoitettu tasaisesti ja siten, että koura on keskellä kuormaa, aiheutuu kiertosiipitoimilaitteelle vain kourasta ja siinä olevasta massasta johtuvaa hitausmomenttia. Valitaan yhdellä siivellä, sekä akselilla, jonka toinen pää on uritettu ja toinen pää katkaistu, oleva siipitoimilaite. Katkaistuun päähän on porattu epäsymmetrinen kulma-anturin reikä. Mitoituksen yhteydessä otetaan kantaa valittavaan kokoluokkaan. Tässä vaiheessa on kuitenkin selvää, että kiertosiipitoimilaitteen vääntömomenttivaatimus on niin pieni, että valittavaan komponenttikokoon liittyy myös muita tekijöitä, kuten se kuinka pieni toimilaite voidaan valita vielä siten, että siipitoimilaite voi toimia rannemekanismin runkona siten, että erillisiä tukirakenteita ei tarvita.

Taulukossa 2 nähdään tärkeimmät Micromatic SS-8 ja SS-12 siipitoimilaitteiden mitat. Kuvassa 25 mitoitusvaikuttaviin asennusmittoihin. Tärkeimpiä kokoluokan valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat, toimilaitteen tarjoama vääntömomentti, toimilaitteiden kiinnityslaippojen etäisyys kokonaispituutta lisäävänä tekijänä ja toimilaitteen paino. SS-12 malli on painoltaan 55 kg, joka on suhteellisesti varsin paljon SS-8-mallin 35 kg:aa enemmän.

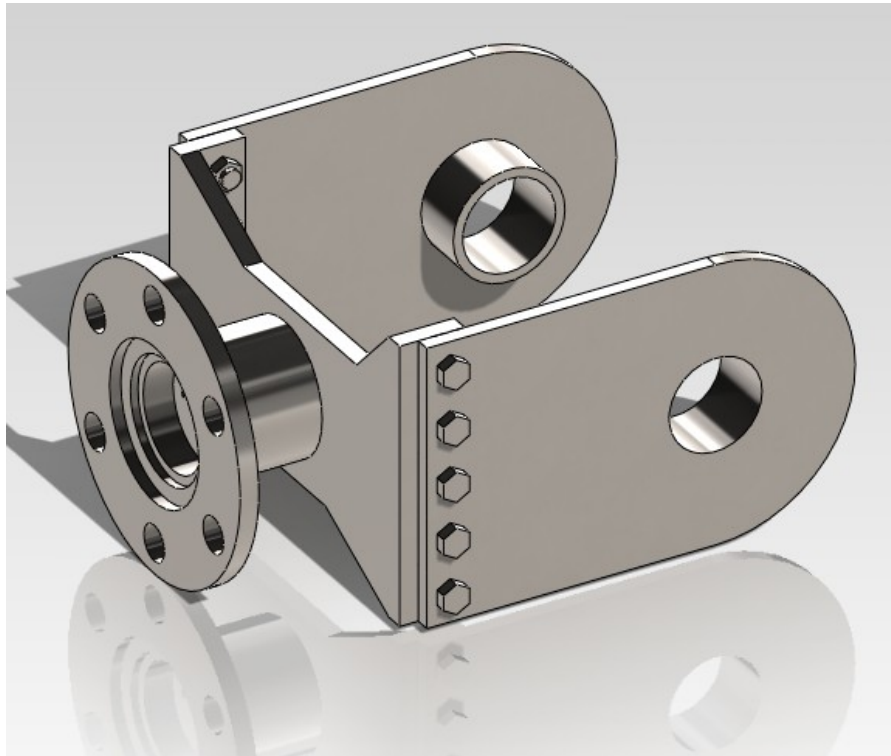


Kuva 25: Kiertosiipitoimilaitteen tärkeimmät asennusmitat käytettäessä joko SS-8 tai SS-12 toimilaitetta.

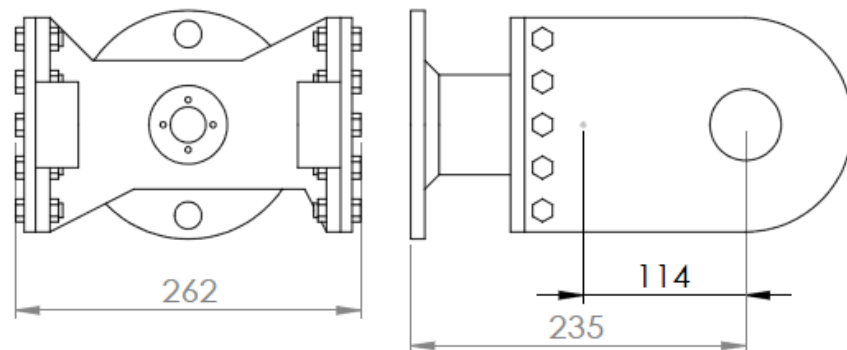
4.4 Osa B

Osa B on haarukka, jonka avulla kiertosiipitoimilaitte on kiinnitetty nostosiipitoimilaitteen akselille. Haarukan kokoon vaikuttaa pituussuunnassa lähinnä se, että nostosiipitoimilaitteen hydraulikkaportit vaativat tilaa sen ollessa kääntyneenä yli 90 astetta kyseisten hydrauliporttien suuntaan. Mikäli valitaan siipitoimilaitteista SS8-malli, eroaa se hieman SS12-mallista, koska siinä hydrauliportit ovat toimilaitteen keskellä, mikä vielä omalta osaltaan lisää osan B pituutta. Lisäksi kiertosiipitoimilaitteen akselin katkaistussa päässä on kulma-anturi, joka osaltaan hieman lisää akselin suuntaista pituutta puomia kohti.

Massakeskipisteen sijainti on laskettu nostosiipitoimilaitteen akselin keskiöstä, jolloin se helpottaa siipitoimilaitteille syntyvän vääntömomenttikuorman laskemista. Havainnekuva kuva 26, sekä kuvassa 27 tärkeimmät asennusmitat.



Kuva 26: Haarukka joka kiinnittyy kiertosiipitoimilaitteeseen kiinteästi, sekä toisesta päästään nostosiipitoimilaitteen akselille.



Kuva 27: Osan B tärkeimmät asennusmitat.

4.5 Nostosiipitoimilaite

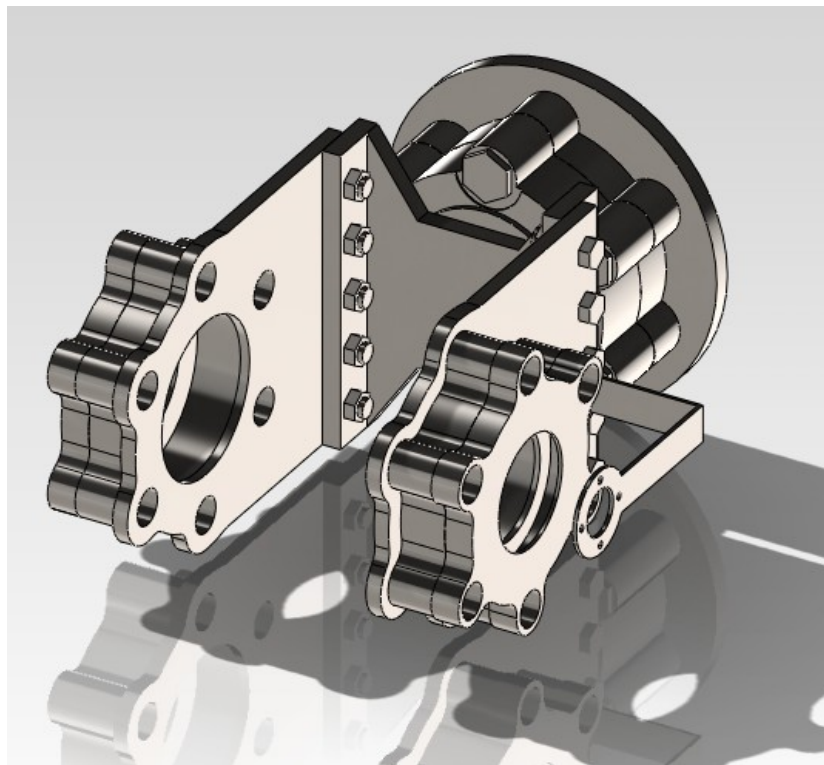
Nostosiipitoimilaitteelle kohdistuu huomattavasti suurempi vääntömomentti kuin kiertosiipitoimilaitteelle. Valitaan molemminpuoleisella akselilla oleva toimilaite, jonka molemmat päät on uritettu. Toiseen päähän on myös porattu kulma-anturin reikä. Vääntömomenttimitoituksen suhteen tällä toimilaitteella on pelkästään liikettä hidastavaa massaa kääntösiipitoimilaitteelle, sillä laskennallisesti massakeskipiste sijaitsee komponentin keskellä.

Keskimmäinen siipitoimilaite on kahteen muuhun toimilaitteeseen nähden poikittain. Koska akselin päässä on kulma-anturi, tulee tämä toimilaite muodostamaan koko rannemekanismin leveimmän kohdan kouraa huomioimatta.

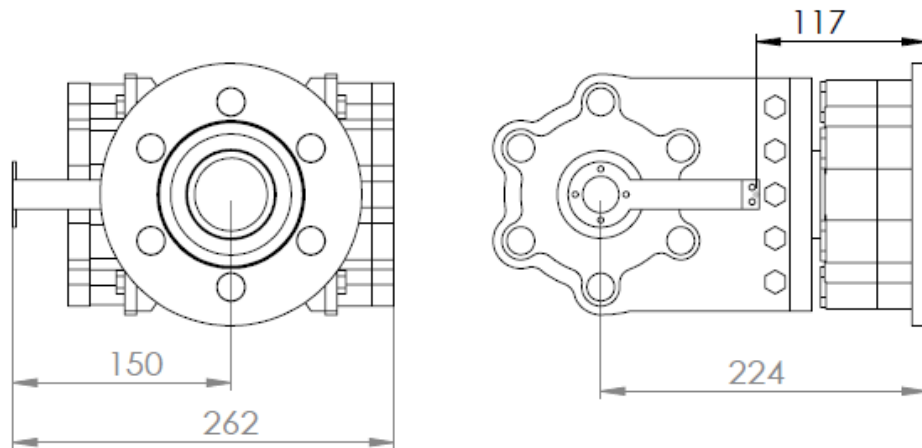
4.6 Osa C

Nostosiiptolimilaite kiinnittyy osaan C päätykiinnitteisesti. Osan C laipat tarjoavat paitsi toimilaitteen tukevan kiinnityksen, niin myös paikan toimilaitteen kulma-anturille. Laipat yhdistyvät keskiöksi, joka tulee olemaan osan kiinnittymiskohta kääntösiipitoimilaitteeseen. Osassa C on osaa A vastaava laakerointi.

Taulukossa 2 osan C tärkeimmät mitoitussarvot. Oletetaan anturivarren, sekä kulma-anturin vaikutus massakeskipisteeseen merkityksettömäksi, jolloin massakeskipiste sijaitsee edelleen toimilaitteiden muodostamalla keskiviivalla. Kuvassa 28 osan C havainnekuva, sekä kuvassa 29 tärkeimmät asennusmitat.

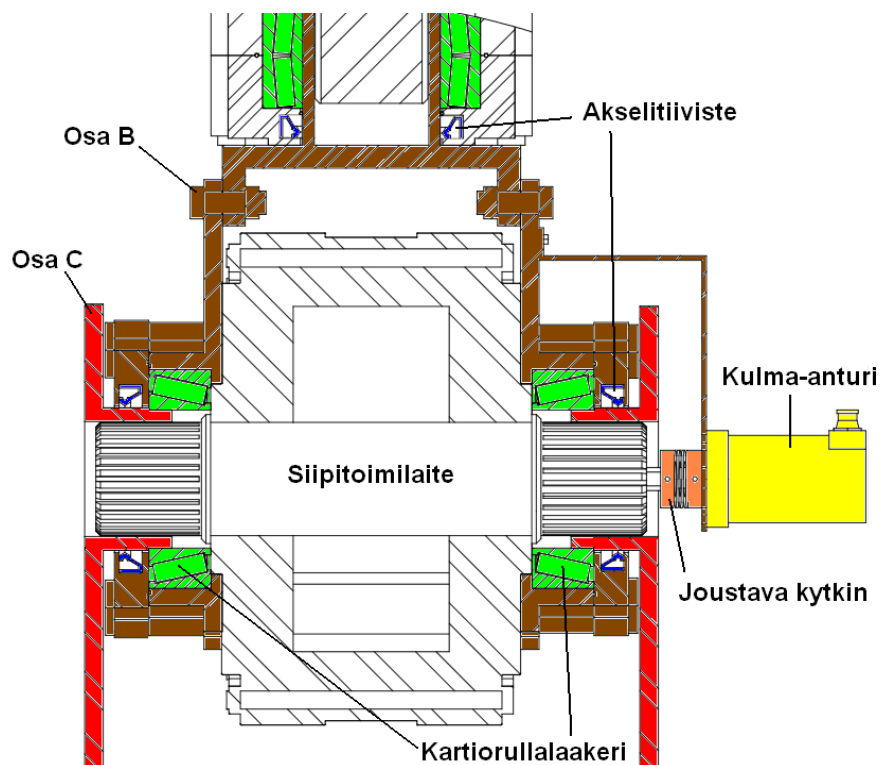


Kuva 28: Kääntösiipitoimilaitteen päähän kiinnittyvä kääntyvä haarukka.



Kuva 29: Osa C tärkeimmät asennusmitat.

Nostosiiptoimilaitteen akselin kääntäessä osaa B, on myös tämä nivel laakeroitu. Osa C sisältää kartiorullalaakerit, jotka omalta osaltaan estävät kaikenlaiset mahdolliset siipitoimilaitteen akselille kohdistuvat akselin suuntaiset voimat. Kuvassa 30 on laakeroinnin kannalta oleelliset osat väritetty, jotta konstruktiosta saisi mahdollisimman selkeän kuvan. Kuvan mukaisessa tilanteessa, jossa nivel on suorana, on toimilaite kääntökulma-alueensa puolella välissä.



Kuva 30: Nostosiiptoimilaitteen poikkileikkaus akselin laakeroinnin havainnollistamiseksi. Kuva ylhäältä.

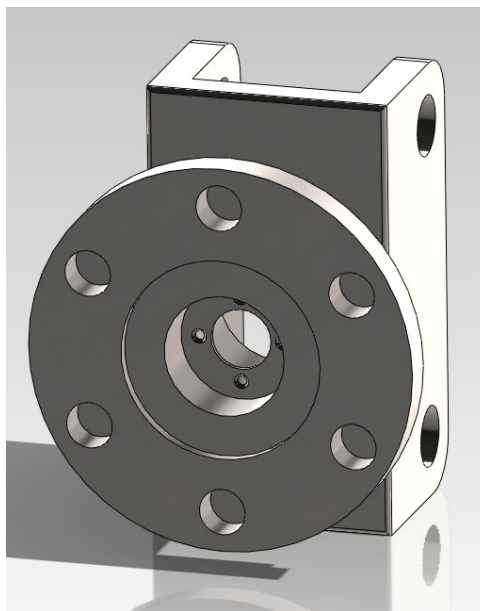
4.7 Kääntösiipitoimilaite

Kääntösiipitoimilaitteelta vaaditaan suurinta vääntömomenttia, sillä nostosiipitoimilaitteeseen verraten lisänä on vielä kyseisen toimilaitteen sekä osan C kääntyvän haarukan kääntäminen. Edellä mainituilla komponenteilla on tässä mitoituksessa ainoastaan massan tuomaa hitausmomenttia. Sekä nostosiipitoimilaitteen, että osan C massakeskipisteet sijaitsevat oletuksen mukaisesti toimilaitteiden muodostamalla keskiviivalla, joten kääntö- ja nostosiipitoimilaitteen vääntömomenttitarpeet ovat laskennallisesti yhtä suuret. Käytännössä kääntösiipitoimilaitteelle tulee pienistä syistä, kuten nostosiipitoimilaitteen kulma-anturista ja toimilaitteen siiven asennosta johtuvia kuormituksia, jotka lisäävät vääntömomenttitarvetta verrattuna nostosiipitoimilaitteeseen. Nämä vaikutukset ovat kuitenkin rannemekanismin muiden osien massa- ja vaadittuun kuormamassaan verrattuna lähes merkityksettömiä.

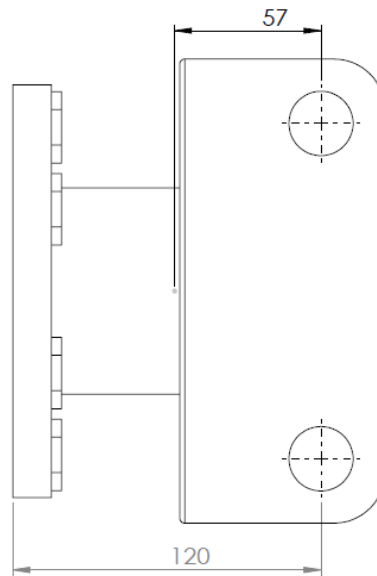
Kuvassa 25 on tärkeimmät asennusmitat. Toimilaitteessa on toisesta päästä katkaistu akseli kulma-anturin reiällä, ja toisesta päästä akseli on uritettu aivan kuten kiertosiipitoimilaite.

4.8 Osa D

Osa D on koko rannemekanismin kiinnittymiskohta hydrauliseen puomiin. Osa kiinnittyy kääntösiipitoimilaitteeseen päätykiinnitteisesti. Osan D kautta lasketaan puomiin kohdistuva kuormitus. Kuvassa 31 havainnekuva, sekä tärkeimmät mitat kuvassa 32.



Kuva 31: Osa D kiinnittyy toisesta päästään puomiin ja toisesta kääntösiipitoimilaitteeseen.



Kuva 32: *Osan D mittoja käytetään laskettaessa puomin nostosylinterille kohdistuvaa kuormaa.*

Taulukossa 2 on rannemekanismin mitoituksen kannalta tärkeät mitat ja massat.

<i>Rannemekanismin mitat ja massat</i>	
<i>Koura:</i>	
m_{koura}	89 kg
$m_{koura\ kuormalla}$	289 kg
$l_{mkp\ koura}$	0,3 m
<i>Siipitoimilaite SS-8</i>	
m_{SS8}	35 kg
l_{SS8}	0,13 m
$l_{mkp\ SS8}$	0,069 m
$T_{max\ SS8}$	2440 Nm
<i>Siipitoimilaite SS-12</i>	
m_{SS12}	55 kg
l_{SS12}	0,188 m
$l_{mkp\ SS12}$	0,098 m
$T_{max\ SS12}$	3798 Nm
<i>Osa A:</i>	
m_A	5,678 kg
l_A	0,093 m
$l_{mkp\ A}$	0,036 m
<i>Osa B:</i>	
m_B	8,307 kg
$L_B\ (akselikeskiöstä)$	0,235 m
$l_{mkp\ B}$	0,114 m
<i>Osa C:</i>	
m_C	12,462 kg
l_C	0,224 m
$l_{mkp\ C}$	0,117 m
<i>Osa D:</i>	
m_D	7,445 kg
l_D	0,120 m
$l_{mkp\ D}$	0,057 m

Taulukko 2: Rannemekanismin tärkeimmät mitat ja massat mitoitusta varten.

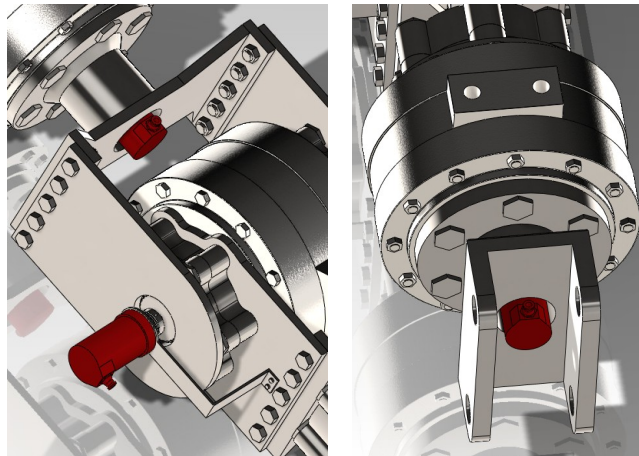
4.9 Anturit ja tiivisteet

Kaikissa kolmessa siipitoimilaitteessa käytetään toimilaitteen akselin päässä kulma-anturia. kierto- ja kääntösiipitoimilaitteen yhteydessä anturi tulee toimilaitteen katkaistun akselin päähän, johon on porattu anturin akselia varten reikä. Nostosiipitoimilaitteessa anturi on akselin toisessa päässä. Anturi lisää rannemekanismin leveyttä, sillä se joudutaan asentamaan jo muutenkin leveään kohtaan, jossa siipitoimilaite on poikittain kahteen muuhun nähden. Antureiden sijainti selviää parhaiten kuvasta 34.

Valitaan Fraba Ixarc kulma-anturi, joka on IP68-suojattu eli kestää upottamisen yli 1 metrin syvyyseen veteen. Kuvassa 33 valittu kulma-anturi. [13]



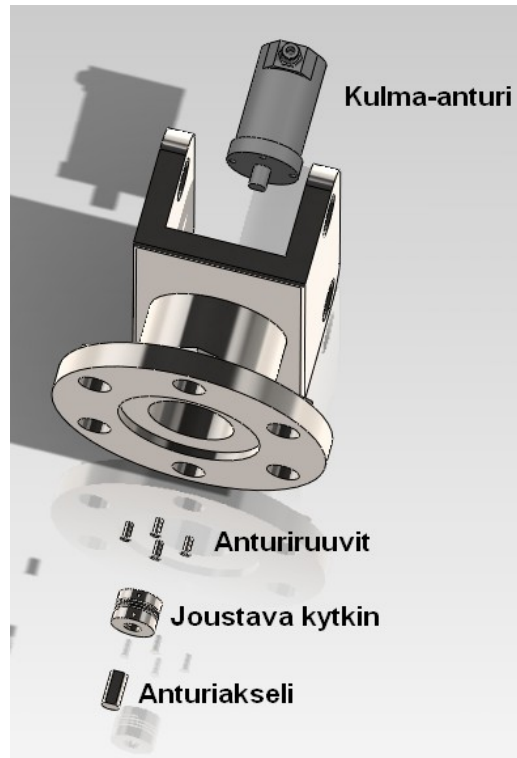
Kuva 33: Siipitoimilaitteiden kulman selvittämiseksi käytettävä kulma-anturi [13]



Kuva 34: Kulma-antureiden sijainti. Anturit ovat havainnollistamiseksi värjätty punaisiksi.

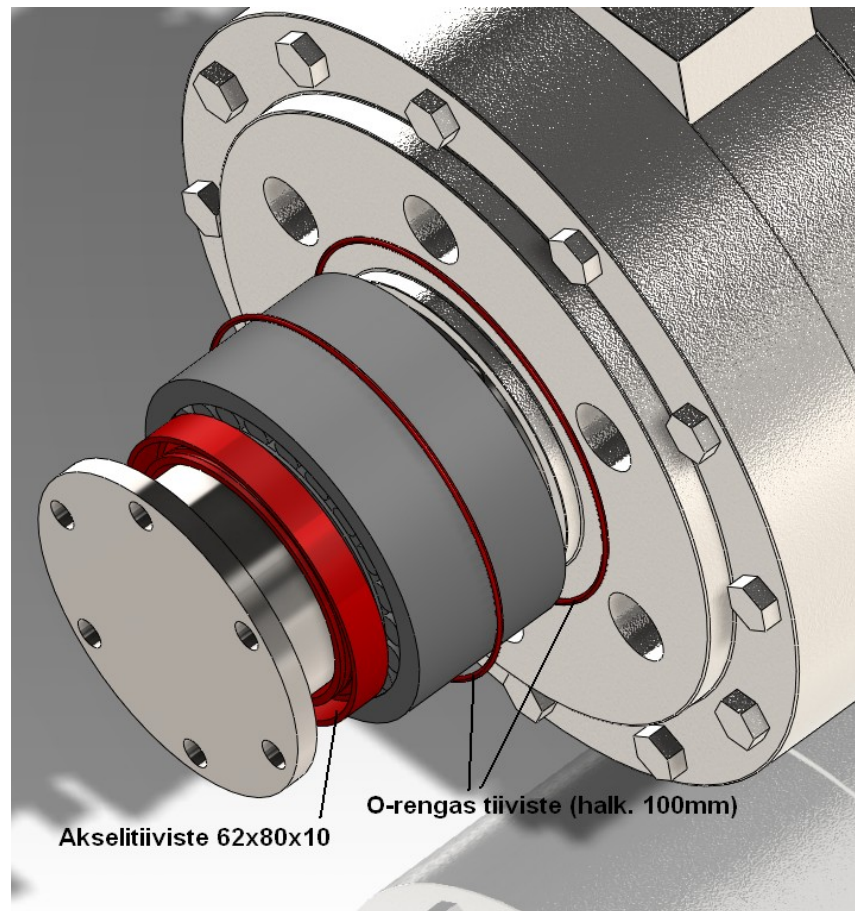
Kukin anturi on kiinnitetty neljälle ruuvilla mittausakselin puoleisesta päädystään kuvan 35 mukaisesti. Jokaisessa anturissa on joustava kytkin 25 mm halkaisijalla, 24 mm

pituudella ja 10 mm sisähalkaisijalla kompensoimaan mahdollista anturin sijaintivirhettä.



Kuva 35: Kääntösiipitoimilaitteen anturin kiinnitys osaan D.

Kuvan 36 mukaisesti jokaista laakerointia kohden on sekä akselitiiviste, laakeroinnin kannen tiiviste, sekä siipitoimilaitteen päätytiiviste. Kannen tiiviste, sekä päätytiiviste ovat o-rengas tyyppisiä. Akselitiiviste on joka nivelen akselilla sisähalkaisijaltaan 62mm, ulkohalkaisijaltaan 80mm ja leveydeltään 10mm. Havainnollistamiseksi tiivisteet on värjätty punaisiksi.



Kuva 36: Osan A tiivisteet. Osa komponenteista havainnollistamiseksi piilotettu.

Kuvaa 36 vastaavat tiivisteet löytyvät paitsi osan A sisältä, niin myös osan C nivelestä. Akselitiivisteet ovat kosketuksissa ympäröivän veden kanssa, mikä pitää ottaa suunnittelussa huomioon.

5 KUORMITUSTILANTEET

Seuraavassa lasketaan siipitoimilaitteille muodostuva maksimaalinen vääntömomenttitarve. Mitoituksessa otetaan huomioon myös puomin nostosylinterin vaikutus rannemekanismin kuormankantokykyyn. Suurimman vääntömomenttitarpeen etsimiseksi kuvataan kullekin toimilaitteelle suurin mahdollinen kuormitustilanne. Mitoituksen yhteydessä otetaan myös kantaa siihen, kumpi toimilaitteista SS-8 ja SS-12 on kuhunkin niveleen parhaiten soveltuva. Laskennassa käytetään seuraavia oletuksia:

- 1) Osan A, B, C, D ja siipitoimilaitteiden välisten kiinnitysten ruuvien massa laskennan kannalta merkityksetön
- 2) Rannemekanismi on suorana täysin symmetrinen, eli kaikkien komponenttien massakeskipiste keskiviivalla
- 3) Kuorman massakeskipiste sijaitsee toimilaitteiden muodostamalla keskiviivalla

5.1 Puomin nostosylinterin määrittämä maksimikuorma

Hydraulisen puomin nostosylinteri määrittelee muiden massojen ja rannemekanismin kokonaispituuden määrittelemänä maksimikuorman käytettäessä joko siipitoimilaitetta SS-8 tai SS-12. Koska tiedetään kiertosiipitoimilaitteelle tulevan kaikkein pienin vääntömomenttitarve, valitaan kyseinen toimilaite SS-8-malliseksi. Suoritetaan mitoitus siipitoimilaitteekombinaatioille SS-8-SS-12-SS-12 ja SS-8-SS-8-SS-8.



Kuva 37: Järjestelmään suunniteltu hydraulinen puomi. Kuvasta poiketen käytetään mallia, jossa on yksi jatke. [14, s.1]

<i>Puomi:</i>	
m_{puomi_max}	600 kg
l_{puomi}	4,7 m

Taulukko 3: Mitat puomin nostovoiman määrittämiseksi. [14]

Puomin nostosylinterin vääntömomentti saadaan laskettua maksimaalisen kuorman avulla seuraavasti:

$$\begin{aligned} T_{puomi} &= m_{puomi_max} \cdot g \cdot l_{puomi} \\ &= 27\,664\,Nm \end{aligned}$$

Suurin puomin nostosylinteriä kuormittava voima saadaan aikaan vaakasuorassa olevalla puomilla, jossa puomin jatke on ulkona, sekä kaikista nivelistään suorana olevalla rannemekanismilla.

Maksimaaliselle kuormalle kourassa SS-8-SS-12-SS-12-kombinaatiolla puomin nostosylinterin määrittelemänä:

$$\begin{aligned} T_{A_hiabl} &= m_A \cdot g \cdot (l_{mkp_A} + l_{SS8} + l_B + l_{SS12} + l_C + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max}) \\ &= 324,2\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{SS8_hiabl} &= m_{SS8} \cdot g \cdot (l_{mkp_SS8} + l_B + l_{SS12} + l_C + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max}) \\ &= 1965,3\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{B_hiabl} &= m_B \cdot g \cdot (l_{mkp_B} + l_{SS12} + l_C + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max}) \\ &= 451,0\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{SS121_hiabl} &= m_{SS12} \cdot g \cdot (l_{mkp_SS12} + l_C + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max}) \\ &= 2867,2\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{C_hiabl} &= m_C \cdot g \cdot (l_{mkp_C} + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max}) \\ &= 626,5\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{SS122_hiabl} &= m_{SS12} \cdot g \cdot (l_{mkp_SS12} + l_D + l_{puomi_max}) \\ &= 2653,9\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{D_hiabl} &= m_D \cdot g \cdot (l_{mkp_D} + l_{puomi_max}) \\ &= 347,4\,Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{max_hiabl} &= (T_{puomi} - (T_{A_hiabl} + T_{SS8_hiabl} + T_{B_hiabl} + T_{SS121_hiabl} + T_{C_hiabl} + \\ &\quad T_{SS122_hiabl} + T_{D_hiabl})) / (g \cdot (l_{mkp_koura} + l_A + l_{SS8} + l_B + l_{SS12} + \\ &\quad l_C + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max})) - m_{koura} \\ &= 214,9\,kg \end{aligned}$$

Maksimaaliselle kuormalle kourassa SS-8-SS-8-SS-8-kombinaatiolla puomin nostosylinterin määrittelemänä:

$$\begin{aligned}
 T_{A_hiab2} &= m_A \cdot g \cdot (l_{mkp_A} + l_{SS8} + l_B + l_{SS8} + l_C + l_{SS8} + l_D + l_{puomi_max}) \\
 &= 317,8 \text{ Nm} \\
 T_{SS81_hiab2} &= m_{SS8} \cdot g \cdot (l_{mkp_SS8} + l_B + l_{SS8} + l_C + l_{SS8} + l_D + l_{puomi_max}) \\
 &= 1925,5 \text{ Nm} \\
 T_{B_hiab2} &= m_B \cdot g \cdot (l_{mkp_B} + l_{SS8} + l_C + l_{SS8} + l_D + l_{puomi_max}) \\
 &= 441,5 \text{ Nm} \\
 T_{SS82_hiab2} &= m_{SS8} \cdot g \cdot (l_{mkp_SS8} + l_C + l_{SS8} + l_D + l_{puomi_max}) \\
 &= 1800,2 \text{ Nm} \\
 T_{C_hiab2} &= m_C \cdot g \cdot (l_{mkp_C} + l_{SS8} + l_D + l_{puomi_max}) \\
 &= 619,5 \text{ Nm} \\
 T_{SS83_hiab2} &= m_{SS8} \cdot g \cdot (l_{mkp_SS8} + l_D + l_{puomi_max}) \\
 &= 1678,6 \text{ Nm} \\
 T_{D_hiab2} &= m_D \cdot g \cdot (l_{mkp_D} + l_{puomi_max}) \\
 &= 347,4 \text{ Nm} \\
 m_{max_hiab2} &= (T_{puomi} - (T_{A_hiab2} + T_{SS81_hiab2} + T_{B_hiab2} + T_{SS82_hiab2} + T_{C_hiab2} + \\
 &\quad T_{SS83_hiab2} + T_{D_hiab2})) / (g \cdot (l_{mkp_koura} + l_A + l_{SS8} + l_B + l_{SS12} + \\
 &\quad l_C + l_{SS12} + l_D + l_{puomi_max})) - m_{koura} \\
 &= 256,3 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Edellä laskettujen m_{max_hiab1} ja m_{max_hiab2} perusteella nähdään, että valitun puomin maksimaalisella ulottuvuudellakin saavutetaan vaadittu nostovoima kourassa. Eli valitaan sitten SS-8-SS-12-SS-12 tai SS-8-SS-8-SS-8 toimilaitetekombinaatio, ei puomin nostosylinteri tule rajoittamaan vaadittua hyötykuormaa suurimmalla ulottuvuudella. Hyötykuorma on noin 40 kg suurempi käytettäessä jokaisessa rannemekanismin nivelessä SS-8 siipitoimilaitteita. Suurempi hyötykuorma aiheutuu sekä SS-8-mallin lyhyemmästä pituudesta, että SS-12 mallia 20 kg pienemmästä massasta.

Jotta voidaan valita jompikumpi siipitoimilaitetekombinaatio, tulee selvittää riittääkö toimilaitteiden tarjoama vääntömomentti rannemekanismin maksimaalisissa kuormitustilanteissa.

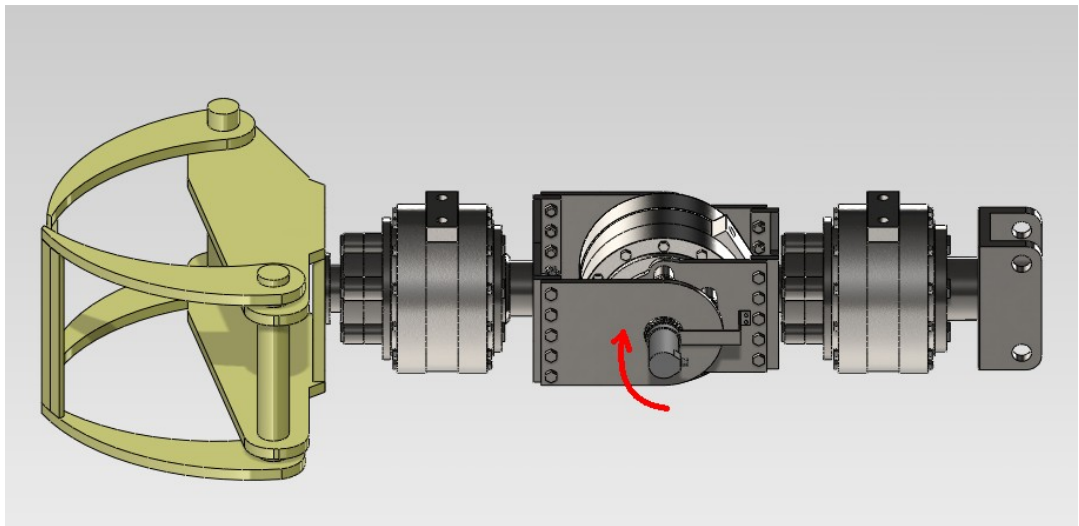
5.2 Siipitoimilaitteiden määrittämä maksimikuorma

Kiertosiipitoimilaite:

Mikäli kuorma on keskellä kouraa, aiheutuu kiertosiipitoimilaitteelle erittäin pieni vääntömomenttitarve. SS-8 toimilaitteen vääntömomentti tulee riittämään, eikä sitä tarvitse tarkemmin mitoittaa.

Nostosiipitoimilaite:

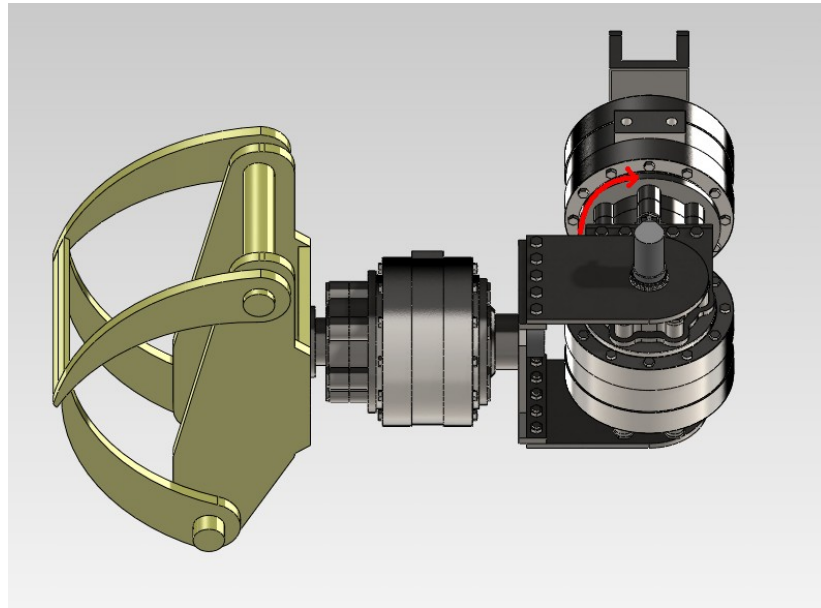
Suurin vääntömomenttitarve havaitaan rannemekanismin ollessa vaakasuorassa kuvan 38 mukaisesti, lasketaan SS-8-toimilaitteen määräämä maksimi hyötykuorma kyseisessä asennossa.



Kuva 38: Maksimaalinen nostosiipitoimilaitteen kuormitustilanne.

Kääntösiipitoimilaite:

Suurin vääntömomenttitarve havaitaan rannemekanismin nostosiipitoimilaitteen ja kääntösiipitoimilaitteen ollessa kääntyneenä 90 astetta myötäpäivään, tai vastapäivään kuvan 36 mukaisesti. Tehtyjen oletuksien mukaisesti tämän tilanteen vääntömomenttitarve on kuitenkin sama kuin nostosiipitoimilaitteen tapauksessa, eikä kääntösiipitoimilaite laskennallisesti rajoita maksimaalista hyötykuormaa nostosiipitoimilaitetta enempää, mikäli toimilaitteiden koot ovat samat.



Kuva 39: Maksimaalinen kääntösiipitoimilaitteen kuormitustilanne.

Sekä kuvan 38, että 39 tapauksessa vääntömomentti lasketaan nostosiipitoimilaitteen akselin muodostaman keskipisteen suhteen. Näin ollen maksimaalisen hyötykuorman laskemiseksi selvitetään ensiksi, kuinka suuret vääntömomentit koura, osa A, kiertosiipitoimilaite, ja osa B tarvitsevat.

Osan A, kiertosiipitoimilaitteen, sekä osan B aiheuttama vääntökuorma 2. siipitoimilaitteen akselille jokaisen komponentin osalta kun käytetään toimilaittekominaatiota SS-8-SS-12-SS-12:

$$\begin{aligned}
 T_{A_2sl} &= m_A \cdot g \cdot (l_{mk_A} + l_{SS8} + l_B) \\
 &= 22,3 \text{ Nm} \\
 T_{SS12_2sl} &= m_{SS8} \cdot g \cdot (l_{mk_SS8} + l_B) \\
 &= 125,3 \text{ Nm} \\
 T_{B_2sl} &= m_B \cdot g \cdot l_{mk_B} \\
 &= 9,3 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Edellä lasketuista saadaan SS-12-siipitoimilaitteen maksimi vääntömomentilla nostosiipitoimilaitteen määrittämälle maksimi hyötykuormalle:

$$\begin{aligned}
 m_{max_2sl} &= (T_{max_SS12} - (T_{A_2sl} + T_{SS8_2sl} + T_{B_2sl})) / (g \cdot (l_{mk_koura} + l_A + l_{SS8} + l_B)) - m_{koura} \\
 &= 363,4 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Kuten laskennan tulos 363,4 kg osoittaa on SS-12-siipitoimilaitteella aikaansaatu maksimi hyötykuorma yli 80% vaadittua kuormaa suurempi. Käytettävä puomi aiheuttaa suuremmilla ulottuvuuksilla selkeästi enemmän hyötykuormaa rajoittavan tekijän, joten selvitetään seuraavaksi riittäisikö SS-8-siipitoimilaite myös nosto- ja kääntösiipitoimilaitteiksi laskemalla maksimi hyötykuorma myös SS-8 siipitoimilaitteen maksimi vääntömomentin mukaisesti.

Edellä lasketuista saadaan SS-8-siipitoimilaitteen maksimi vääntömomentilla 2. siipitoimilaitteen määrittämälle maksimi hyötykuormalle:

$$\begin{aligned}
 m_{max_2s2} &= (T_{max_SS8} - (T_{A_2sl} + T_{SS8_2sl} + T_{B_2sl})) / (g \cdot (l_{mkp_koura} + l_A + l_{SS8} + l_B)) - m_{koura} \\
 &= 218,0 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Huomataan että myös SS-8-siipitoimilaitteella saavutetaan maksimaalinen hyötykuorma, joka on vaadittua arvoa suurempi. Kun edellä lasketut hyötykuormaa rajoittavat tekijät kootaan yhteen, saadaan seuraavanlainen taulukko josta selviää eri kombinaatioiden eniten hyötykuormaa rajoittavat osat taulukon 4 mukaisesti.

Eri komponenttien hyötykuorman rajoitus Worst-case-tilanteissa			
<i>Toimilaitetekombinaatio: SS-8-SS-12-SS-12</i>		<i>Toimilaitetekombinaatio: SS-8-SS-8-SS-8</i>	
<i>Nostosylinteri (max ulottuvuudella)</i>	214,9 kg	<i>Nostosylinteri (max ulottuvuudella)</i>	256,3 kg
<i>Siipitoimilaite</i>	363,4 kg	<i>Siipitoimilaite</i>	218,0 kg
<i>Eniten rajoittavan ylitys vaaditusta hyötykuormasta:</i>	7,5%		9,0%

Taulukko 4: Vertailu kuormaa rajoittavista tekijöistä.

Worst-case-tilanteiden laskennan kauttaärkevimmäksi toimilaitevalinnaksi muodostuu kolmesta SS-8 siipitoimilaitteesta muodostuva kombinaatio. SS-8 tarjoaa vääntömomentin, joka riittää nostamaan maksimaalista kuormaa rannemekanismin päässä myös maksimikuormitustilanteissa. Maksimaalinen kuormitus aiheutuu seuraavissa tilanteissa:

- 1) Rannemekanismi vaakasuorassa. Vaakasuorassa kaikkien siipitoimilaitteiden siivet ovat toimialueen keskiasennossa, 140°.
- 2) Nosto- ja kääntösiipitoimilaitteiden ollessa keskiasennosta 90° myötäpäivään kääntyneinä eli toimilaitteasunnoissa 230°-230°-140°.

Vaaditulla maksimikuormalla aiheutuva worst-case-tilanteen kuorman ja rannemekanismin aiheuttama vääntömomentti, joka aiheutuu nosto- ja kääntösiipitoimilaitteille:

Kouran ja siinä olevan kuorman aiheuttama vääntömomentti nostosiipitoimilaitteen akselin suhteen:

$$\begin{aligned} T_{koura_2s} &= m_{koura_kuormalla} \cdot g \cdot (l_{mkp_koura} + l_A + l_{SS8} + l_B) \\ &= 2149,0 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Aikaisemmasta mitoituksista saadaan muut vääntömomentit, jolloin maksimiväännölle:

$$\begin{aligned} T_{200kg_2s} &= T_{koura_2s} + T_{A_2s2} + T_{SS8_2s2} + T_{B_2s2} \\ &= 2305,9 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Vaaditulla maksimikuormalla aiheutuva worst-case-tilanteen kuorman ja koko rannemekanismin, sekä puomin aiheuttama vääntömomentti puomin nostosylinterille:

Kouran ja siinä olevan kuorman aiheuttama vääntömomentti puomin nostosylinterille:

$$\begin{aligned} T_{koura_puomi} &= m_{koura_kuormalla} \cdot g \cdot (l_{mkp_koura} + l_A + l_{SS8} + l_B + l_{SS8} + l_C + \\ &\quad l_{SS8} + l_D + l_{puomi}) \\ &= 17186,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Aikaisemmasta mitoituksista saadaan muut vääntömomentit, jolloin maksimiväännölle:

$$\begin{aligned} T_{200kg_puomi} &= T_{koura_puomi} + T_{A_hiab2} + T_{SS81_hiab2} + T_{B_hiab2} + T_{SS82_hiab2} + \\ &\quad T_{C_hiab2} + T_{SS83_hiab2} + T_{D_hiab2} \\ &= 24316,8 \text{ Nm} \end{aligned}$$

<i>Vaaditun massan aiheuttama kuormitus suhteessa maksimikuormitukseen</i>			
<i>Puomin nostosylinterille</i>		<i>Nosto- ja kääntösiipitoimilaitteelle</i>	
<i>Vaaditulla kuormamassalla</i>	24316,8 Nm	<i>Vaaditulla kuormamassalla</i>	2305,9 Nm
<i>Suurin sallittu</i>	27664 Nm	<i>Suurin sallittu</i>	2440 Nm
<i>Prosentteina suurimmasta sallitusta</i>	87,90%	<i>Prosentteina suurimmasta sallitusta</i>	94,50%

Taulukko 5: Vaaditulla maksimikuormalla aiheutuva suhteellinen kuormitus puomilla ja siipitoimilaitteella.

Taulukon 5 mukaisesti maksimikuormalla worst-case-tilanteissa kriittisimpien kohtien eli puomin nostosylinterin, sekä nosto- ja kääntösiipitoimilaitteiden kuormitus on kohtuullisen suuri. Suuremmilla siipitoimilaitteilla rannemekanismin massa kuitenkin nousee ja mekanismin pituus lisääntyy siten, että puomin nostosylinterille aiheutuva kuormitus alkaa rajoittamaan rannemekanismin kuormaa liiaksi.

Valitun puomin päähän kiinnitettynä rannemekanismi lisää puomin yhden jatkeen maksimaalista ulottuvuutta noin 0,9 m. Päähän kiinnitetty koura lisää hyötykuorman etäisyyttä puomista entisestään ja laskennassa on arvioitu että tämä lisäys olisi 0,3 m. Kuvasta 40 nähdään lopullinen havainnekuva rannemekanismista kiinnitettynä puomiin.



Kuva 40: Rannemekanismi kiinnitettynä puomiin. [14, s.1 mukaillen]

6 YHTEENVETO

Siipitoimilaite on suunnitellun rannemekanismin toimilaitteeksi hyvä valinta. Yhdellä siivellä varustetuilla toimilaitteilla saavutetaan laaja kääntökulma-alue, mutta kuitenkin laitteen ulkomittoihin nähden suuri vääntömomentti. Vääntömomentti on myös kulmasta riippumatta koko toiminta-alueella vakio. Myöskään toimilaitteen asento ei vaikuta sen toimintaan. Siipitoimilaitteen rakenne on erittäin yksinkertainen, eikä jatkuva toiminta vaadi huoltotoimenpiteitä. Toimilaite on lisäksi helposti purettavissa, mikäli huoltotarvetta kuitenkin ilmenee.

Siipitoimilaitteen suurimmat haasteet ovat kitkan pienentämisessä, sillä nopeasti pyöriin hydraulimoottoreihin verrattuna siiven ja kammion sisäreunojen, sekä siiven reunojen ja kammion reunojen välinen vuoto on tällaisessä hitaan liikkeen ja suuren vääntömomentin toimilaitteessa huomioon otettava asia. Siipitoimilaitteelta odotetaan usein myös kuorman pitämistä paikallaan pitkiäkin aikoja, jolloin pienikin vuoto aiheuttaa kuorman laskemista. Vuodon minimointi tehokkaammilla tiivistyksillä aiheuttaa helposti sisäisen kitkan kasvua. Vuodon aiheuttamaa kuorman laskemista voidaan ehkäistä erillisillä kuormanpitojarruilla tai mikäli akselille on asennettu kulmaanturi, voidaan vuodon aiheuttama kuorman laskeminen kompensoida korjaavalla liikkeellä.

Vedenalaisissa sovelluksissa siipitoimilaitteen akselitiivistyksen pitää kestää hydrostaattisesta paineesta johtuen maksimissaan 10 bar:n ulkoisen paineen. 100m syvyydessä hydrostaattinen paine on noin 10 bar. Mikäli tiivistetyyppi edellyttää toimilaitteen sisäisen paineen olevan kaikissa tapauksissa ulkoista suurempi, voidaan myös tilannekohtaisesti paluuletkussa käyttää paluukammion painetta nostavaa kuristusta.

Osaltaan siipitoimilaitteen tiivisteiden ja laakerointien kestoja avustaa siipitoimilaitteiden päähän asennettava laakerointi, jonka pääasiallinen tehtävä on ottaa vastaan toimilaitteiden akseleita vetävät ja työntävät voimat. Laakerointi on kääntö- ja kiertosiipitoimilaitteiden tapauksessa kaksoiskartiorullalaakeri, nostosiipitoimilaitteessa molemminpuolinen kartiorullalaakeri, jotka estävät siipitoimilaitteille mahdollisesti tulevat aksiaalivoimat. Laakerointi on akselitiivisteillä molemmista päistään tiivistetty. Siipitoimilaitteille ei milloinkaan suositella minkäänlaista akselia vetävää, työntävää tai taivuttavaa voimaa.

Kiertosiipitoimilaitteelle ei rannemekanismin asennosta riippumatta aiheudu vääntömomenttia mikäli kouran massakeskipiste on komponentin keskellä ja kuorman massakeskipiste on keskellä kouraa. Vaikka käytännössä tällainen ideaalitilanne tulee harvoin vastaan, ei kyseiselle siipitoimilaitteelle kuitenkaan koskaan aiheudu nosto- ja kääntösiipitoimilaitteita vastaavia vääntökuormia. Kiertosiipitoimilaitteeksi valitaan Micromatic SS-8 siipitoimilaite, joka kokonsa puolensa pystyy toimimaan myös rannemekanismin runkona.

Nostosiipitoimilaitteelle, kuten myös kääntösiipitoimilaitteelle, muodostuu maksimaalisissa kuormitustilanteissa mitoitus- mukainen vääntökuorma. Mitoituslaskennan perusteella valitaan myös nämä toimilaitteet Micromatic SS-8-malliseksi. SS-8 mallin käyttöä puoltaa laskennan lisäksi, joskin myös laskentaan vaikuttaen, toimilaitteen melkein 5 cm lyhyempi pituus, sekä erityisesti 20 kg pienempi massa verrattuna SS-12 siipitoimilaitteeseen.

Koura on 200 kg maksimikuormaa silmällä pitäen hieman ylimitoitettu. Ylimitoitus näkyy muun muassa suurena massana (89 kg). Koura on paitsi hydraulisen puomin, myös puomin worst-case-tilanteessa maksimipituisten rannemekanismin päässä, mikä aiheuttaa puomin nostosylinterille hyötykuormaa pienentävää vääntömomenttia. SS-8 siipitoimilaitteen tuottama vääntömomentti ei ole kovin paljoa rannemekanismin worst-case-tilanteen vaatimaa vääntömomenttia suurempi, mutta yhtä kokoluokkaa suurempi siipitoimilaite aiheuttaisi ongelmia puomin nostosylinterin voiman suhteen. SS-8 on näin ollen kompromissi keveyden ja kuitenkin tarvittavat ehdot täyttävän hyötykuorman suhteen.

Valittu puomi asettaa tiettyjä rajoituksia rannemekanismiin, sillä mikäli puomin maksimiulottuvuudella saataisiin aikaan hieman suurempi nostovoima, voitaisiin rannemekanismin korkean vääntökuorman toimilaitteissa käyttää yhtä kokoluokkaa isompia komponentteja jolloin hyötykuorma puomin näin salliessa nousisi helposti 350-400 kg väliin. Nykyisellä puomilla, jatke ulkona ja rannemekanismin worst-case-tilanteessa eli kaikki siipitoimilaitteet suorana (140°) puomin nostovoima lähestulkoon pakottaa käyttämään SS-8 kokoluokan siipitoimilaitetta myös korkean vääntökuorman toimilaitteissa, eli nosto- ja kääntösiipitoimilaitteissa.

Vaatus vedenalaisesta toiminnasta perustele rannemekanismin siipitoimilaitte- valintaa, sillä vedenalaisissa laitteissa hydrauliset toimilaitteet ovat yleisiä. Kun vaaditaan kohtuullisen suurta voimaa mahdollisimman pienikokoisista toimilaitteista, on hydrauliset toimilaitteet usein käytännöllisin valinta, sillä esimerkiksi sähkötoimisiin verrattuna, hydraulijärjestelmien tiivistäminen on sähkötoimilaitteita helpompaa.

Hydrauliset järjestelmät ovat jo normaalitilanteessa vesitiiviitä. Vedenalaisessa käytössä merkittävin erityisvaatimus on veden hydrostaattisen paineen huomiointi. Suuri ulkoinen paine vaikuttaa lähinnä käytettäviin tiivisteisiin ja tilanne entisestään korostuu mikäli laitteen olisi tarkoitus toimia suuremmissa syvyyksissä.

LÄHTEET

- [1] Albers, P. 2010. Motion Control in Offshore and Dredging. Springer.

- [2] Neste Oil, Voiteluaineiden ja kemikaalien tuoteluettelo, 2012

- [3] Window to the Universe, National Earth Science Teachers Association, Temperature of Ocean Water, [viitattu 19.10.2015], saatavissa: <http://www.windows2universe.org/earth/Water/temp.html>

- [4] Enduroq 3000/3200: Welded overlay surface technology, [viitattu 19.10.2015], Saatavissa: <http://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/cylinders/large-hydraulic-cylinders/products-and-solutions/surface-technologies/enduroq-3000-series/index>

- [5] Parker Hannifin Corporation, Parker Präfida, PTFE Seal Design Guide, 2011

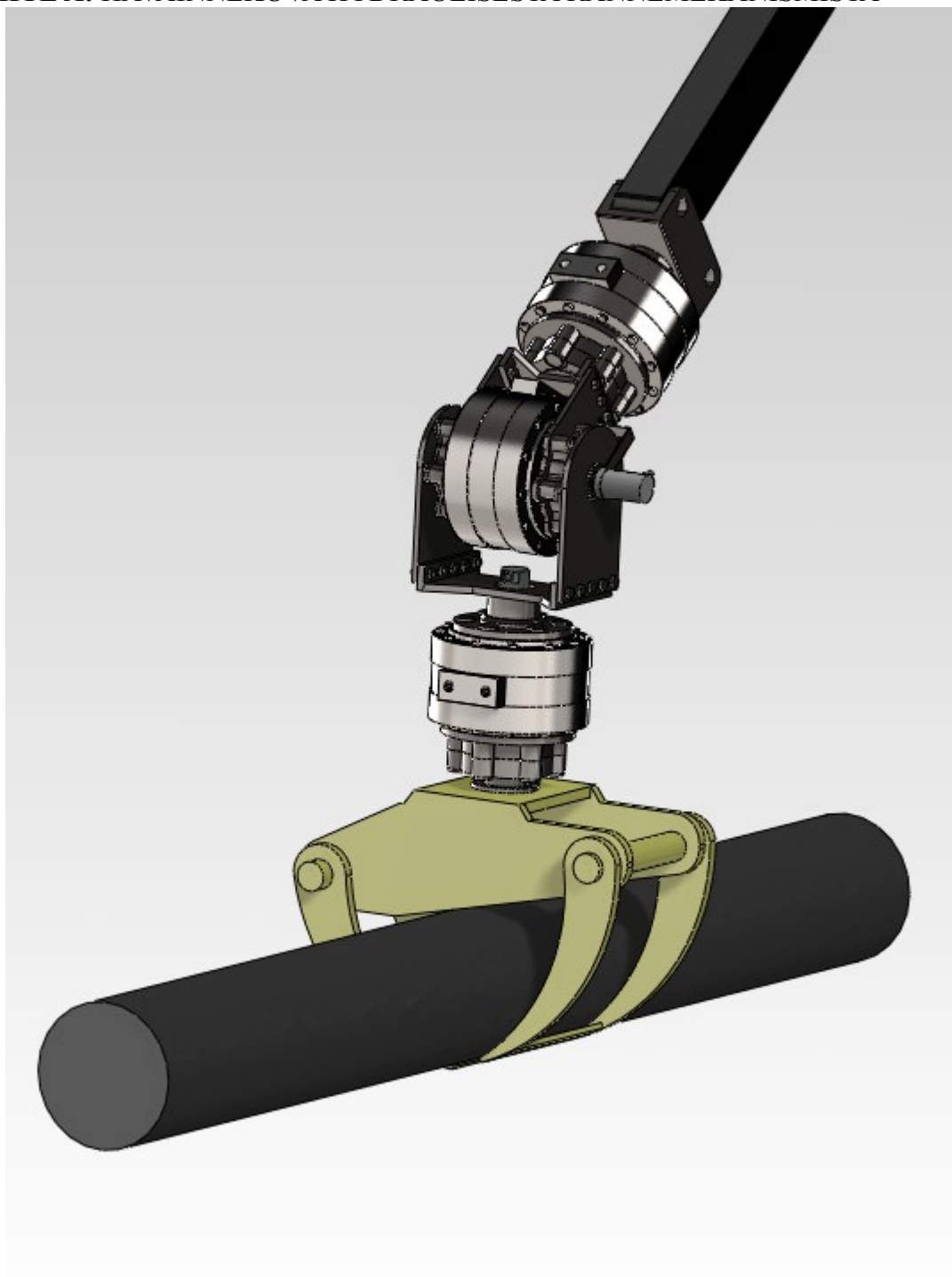
- [6] Heavy Duty Hydraulic Roundline Cylinders, Series RDH, [viitattu 20.10.2015], Saatavissa: <http://www.parker.com/literature/Miller%20Fluidpower/miller/cat/HY08-M1320-3NA-RDH.pdf>

- [7] Symmetrical Seal, DDP Profile, Ceep Polypak, [Viitattu 20.10.2015], Saatavissa: http://www.parker.com/Literature/Engineered%20Polymer%20Systems/5370/DPP%20Profile%20Deep%20PolyPak_Symmetrical%20Seal.pdf

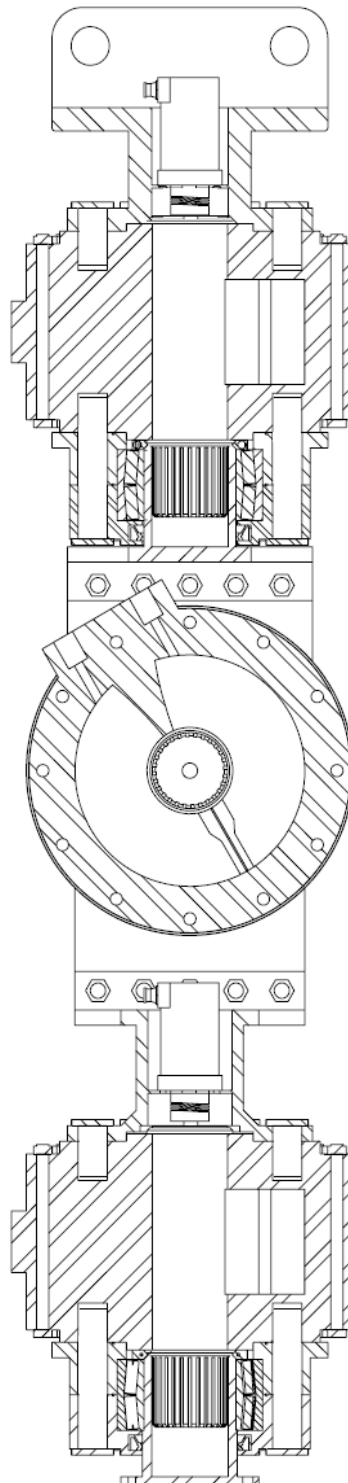
- [8] Rexroth Bosch Group, Discovering the Deep Sea with Rexroth Hydraulics, 2012

- [9] Forum Energy Technologies, Hydraulic Products, [Viitattu 21.10.2015],
Saatavissa: https://www.f-e-t.com/our_products_technologies/subsea-solutions/components-and-tooling/hydraulic-products/
- [10] Micromatic, Rotary Actuators, Engineering Data, [Viitattu 21.10.2015],
Saatavissa: <http://www.micromaticllc.com/DocumentInformationRequest.aspx?mrid=705>
- [11] Micromatic, Rotary Actuators, SS models high pressure, Data sheet,
[Viitattu 21.10.2015], Saatavissa: <http://www.micromaticllc.com/DocumentInformationRequest.aspx?mrid=635>
- [12] Intermercato, Tigergrip TG 08, Product Sheet, [Viitattu 22.10.2015],
Saatavissa: <http://www.intermercato.com/wp-content/uploads/2013/05/Product-sheet-TG08.pdf>
- [13] Posital Fraba Ixarc Incremental Encoder, [viitattu 29.10.2015],
Saatavissa: <https://www.posital.com/en/products/incremental-encoders/incremental-encoder-finder/UCD-INS0X-XXXX-G10G-ARW/112723101/detail.php?revolution=XXXXX>
- [14] Cargotec, Hiab XS 033 Data Sheet

LIITE A: HAVAINNEKUVA HYDRAULISESTA RANNEMEKANISMISTA



LIITE B: POIKKILEIKKAUS RANNEMEKANISMISTA KUN RANNE SUORANA



LIITE C: TÄRKEIMMÄT RANNEMEKANISMIN MITAT

